



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**ESTUDIO MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS DE
LOS ESFUERZOS PRODUCIDOS EN UNA BIELA
DE BICICLETA**

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: FRANCISCO JAVIER GESÉ BORDILS
Tutor: JOSÉ ANTONIO CALVO RAMOS

Enero 2013





A mis padres y hermanas

Resumen

En el presente Trabajo Fin de Grado se realiza un modelo de un conjunto de pedalier de una bicicleta en un sistema CAD de manera que pueda importarse mediante un programa de elementos finitos y realizar simulaciones de cargas para obtener los estados de tensión y deformación de las piezas.

Con la enorme evolución que se ha llevado a cabo en el mundo del ciclismo en las últimas décadas, especialmente a causa de la aparición de nuevos materiales y más aún en las técnicas de prototipado y ensayo, es necesaria la modelización de piezas, componentes para mejorar las propiedades dinámicas de los mismos así como los procesos de diseño y fabricación.

Así pues, en este trabajo, habrá una primera parte en la que se estudie todo aquello relacionado con la bicicleta, esto ayudará a entender bien cuál es el objeto de nuestro estudio. A continuación se caracterizarán los esfuerzos del ciclista mediante estudios biomecánicos que serán contrastados con la normativa aplicable a los fabricantes de bicicletas. Después se explicará el fenómeno de fatiga, que es el fallo más común en elementos sometidos a cargas cíclicas.

Una vez entendidos los conceptos básicos de lo que significa físicamente el conjunto que se va a estudiar, y cuáles son las cargas que se le puede imponer, se explica la metodología utilizada para construir el modelo virtual. En este apartado se incluye también una breve descripción de los programas utilizados que ayudan a comprender las posibilidades que tenemos a la hora de modelar las piezas o ensayos en el ordenador.

Finalmente, se muestran los resultados obtenidos mediante ANSYS Workbench de los ensayos de la norma CEN EN14781:2005, pero además se han analizado también otras posiciones del conjunto para determinar las posiciones críticas.

Palabras clave:

Norma CEN EN14781:2005, Conjunto de pedalier, Elementos finitos, Workbench.



Abstract

In this Final Degree Work it is modelled a bike crankset in a CAD system so that it can be imported by finite elements program and then simulate the load conditions in order to obtain the stress and strain fields.

With the great evolution completed in last decades, especially because of new materials' appearance and even more testing and prototyping techniques is necessary to model pieces and components with the pursuit of improve its dynamic properties as well as its design and manufacturing processes.

Thus, in this work, there is a first part in which it is studied all related with the bicycle, it help us to understand which our target object is. Then, cyclist stresses are characterized by using biomechanical studies which will be contrasted with the current normative for bicycle manufacturers. After, the fatigue phenomenon will be explained. It is the most common failure in components subjected to cycle loads.

Once the basic concepts of the studying unit are understood, and which are the typical loads it bears, the methodology used to build the virtual model is explained. In this section it is included a brief description of the used programs. It will help to know the possibilities we have when modelling parts or essays in the computer.

Finally, the ANSYS Workbench results of the CEN EN14781:2005 norm are displayed, but furthermore other positions of the crankset are analysed in order to determine the critical positions.

Key words:

CEN EN14781:2005 norm, Crankset, Finite elements, Workbench.



Índice

RESUMEN.....	IV
ABSTRACT.....	V
ÍNDICE	VI
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	X
1. OBJETIVOS	1
2. CONCEPTOS PREVIOS.....	2
2.1 BREVE HISTORIA DE LA BICICLETA	2
2.2 ELEMENTOS DE LA BICICLETA	4
2.3 BIOMECÁNICA DEL CICLISMO.....	6
2.3.1 <i>Ubicación y origen de las fuerzas</i>	7
2.3.1.1 Fuerzas del equilibrio	7
2.3.1.2 Fuerzas del movimiento	8
2.3.2 <i>Transmisión de las fuerzas.</i>	9
2.3.3 <i>Las fuerzas del pedal en detalle</i>	10
2.3.4 <i>Diagrama de la fuerza</i>	11
2.3.5 <i>El diagrama de criterio</i>	11
2.4 MATERIALES DEL CICLISMO.....	12
2.5 FATIGA DE MATERIALES.....	14
2.5.1 <i>Introducción</i>	14
2.5.2 <i>Métodos de las tensiones</i>	15
2.5.2.1 Curvas S-N.....	15
2.5.2.2 Límite de fatiga.....	17
2.5.2.3 Factores modificativos del límite de fatiga.....	17
2.5.2.4 Tensiones alternantes	20
2.5.3 <i>Tensiones fluctuantes</i>	21
2.5.3.1 Criterio de Goodman	22
2.5.3.2 Criterio de Soderberg	22
2.5.3.3 Criterio de Gerber.....	22
2.5.3.4 Conclusiones.....	22
2.5.4 <i>Método de evaluación de la propagación de fisuras</i>	23
2.5.5 <i>Fatiga en materiales no férricos</i>	25
2.6 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	26
3. ESTADO DEL ARTE.....	33
3.1 MERCADO	33
3.2 PATENTES	35
3.3 ARTÍCULOS.....	36
3.4 NORMAS	37
3.4.1 <i>Sistema de transmisión. Ensayo estático de resistencia.</i>	37
3.4.1.1 Requisitos.....	37
3.4.1.2 Metodología de ensayo.	37
3.4.1.3 Sistema de marchas múltiples.....	37
3.4.2 <i>Conjunto biela-platos. Ensayos de fatiga.</i>	37
3.4.2.1 Generalidades.	37
3.4.2.2 Requisitos.....	38
3.4.2.3 Metodología de ensayo con las bielas a 45º respecto a la horizontal.	38



3.4.2.4	Metodología de ensayo con las bielas a 30° respecto a la horizontal.	39
4.	MODELIZACIÓN DEL CONJUNTO	41
4.1	METODOLOGÍA UTILIZADA	41
4.2	PROGRAMA SOLID EDGE	44
4.3	PROGRAMA ANSYS WORKBENCH.....	44
4.3.1	<i>Proceso para la creación de una simulación en Workbench</i>	<i>45</i>
4.3.1.1	Definición de datos ingenieriles.....	45
4.3.1.2	Adjuntar geometría.....	45
4.3.1.3	Definir el comportamiento de la pieza	45
4.3.1.4	Asignar propiedades materiales.....	46
4.3.1.5	Definir conexiones.....	46
4.3.1.6	Aplicar controles de mallado y previsualización de la malla	46
4.3.1.7	Establecer ajustes de análisis	47
4.3.1.8	Definir condiciones iniciales	47
4.3.1.9	Aplicar cargas y apoyos	47
4.3.1.10	Resolver	47
4.3.1.11	Resumen de resultados	47
5.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	49
5.1	RESULTADOS DE ANSYS WORKBENCH.....	49
5.1.1	<i>Ensayo tipo plato empotrado.....</i>	<i>49</i>
5.1.1.1	Biela derecha	49
5.1.1.2	Biela izquierda.....	60
5.1.2	<i>Ensayo tipo biela empotrada.....</i>	<i>72</i>
5.2	RESUMEN DE RESULTADOS	83
6.	CONCLUSIONES.....	86
7.	DESARROLLOS FUTUROS	87
8.	REFERENCIAS.....	88

Índice de ilustraciones

Figura 1: Hobby Horse.....	2
Figura 2: Biciclo con mecanismo de impulsión.....	2
Figura 3: Michaulina.....	3
Figura 4: Biciclo de rueda alta.....	3
Figura 5: Bicicleta Rover.....	3
Figura 6: Elementos de la bicicleta	4
Figura 7: Ángulos característicos del pedaleo.....	6
Figura 8: Posiciones del pedal a lo largo del ciclo.....	7
Figura 9: Diagramas de cuerpo libre en la bicicleta.....	8
Figura 10: Transmisión de la fuerza en la bicicleta	9
Figura 11: Ángulos en el conjunto biela-pedal	10
Figura 12: Diagrama de reloj de las fuerzas sobre el pedal.....	11
Figura 13: Diagrama de criterio de dos ciclistas.....	12
Figura 14: Disposición del ensayo de viga rotatoria	15
Figura 15: Diagrama S-N	16
Figura 16: Parámetros de las tensiones alternantes	21
Figura 17: Criterios de rotura por fatiga	22
Figura 18: Diagrama logarítmico regiones fatiga.....	24
Figura 19: Elemento cuadrilátero de cuatro elementos	29
Figura 20: a) Elementos del Rotor Sistem.	
b) Esquema de funcionamiento de la excéntrica.....	33
Figura 21: Junta Hirth de Campagnolo	34
Figura 22: Dibujo de la solicitud de patente	36
Figura 23: Conjunto biela: ensayo de fatiga a 45°	39
Figura 24: Conjunto biela: ensayo de fatiga a 30°	40
Figura 25: Piezas del conjunto.....	41
Figura 26: Mallado del conjunto	42
Figura 27: Condiciones de contorno en el conjunto.	43
Figura 28: Ubicación de las fuerzas en el conjunto de pedalier.....	43
Figura 29: Anverso biela a 30° ensayo tensiones tipo A	50
Figura 30: Reverso biela a 30° ensayo tensiones tipo A	50
Figura 31: Biela a 30° ensayo deformaciones tipo A	51
Figura 32: Anverso biela a 45° ensayo tensiones tipo A	51
Figura 33: Reverso biela a 45° ensayo tensiones tipo A	52
Figura 34: Biela a 45° ensayo deformaciones tipo A	52
Figura 35: Anverso biela a 60° ensayo tensiones tipo A	53
Figura 36: Reverso biela a 60° ensayo tensiones tipo A	53
Figura 37: Biela a 60° ensayo deformaciones tipo A	54
Figura 38: Anverso biela a 90° ensayo tensiones tipo A	54
Figura 39: Reverso biela a 90° ensayo tensiones tipo A	55
Figura 40: Biela a 90° ensayo deformaciones tipo A	55

Figura 41: Anverso biela a 120° ensayo tensiones tipo A.....	56
Figura 42: Reverso biela a 120° ensayo tensiones tipo A	56
Figura 43: Biela a 120° ensayo deformaciones tipo A	57
Figura 44: Anverso biela a 135° ensayo tensiones tipo A.....	57
Figura 45: Reverso biela a 135° ensayo tensiones tipo A	58
Figura 46: Biela a 135° ensayo deformaciones tipo A	58
Figura 47: Anverso biela a 150° ensayo tensiones tipo A.....	59
Figura 48: Reverso biela a 150° ensayo tensiones tipo A	59
Figura 49: Biela a 150° ensayo deformaciones tipo A	60
Figura 50: Anverso biela a 30° ensayo tensiones tipo B	61
Figura 51: Reverso biela a 30° ensayo tensiones tipo B	61
Figura 52: Biela a 30° ensayo deformaciones tipo B	62
Figura 53: Anverso biela a 45° ensayo tensiones tipo B	62
Figura 54: Reverso biela a 45° ensayo tensiones tipo B	63
Figura 55: Biela a 45° ensayo deformaciones tipo B	63
Figura 56: Anverso biela a 60° ensayo tensiones tipo B	64
Figura 57: Reverso biela a 60° ensayo tensiones tipo B	64
Figura 58: Biela a 60° ensayo deformaciones tipo B	65
Figura 59: Anverso biela a 90° ensayo tensiones tipo B	65
Figura 60: Reverso biela a 90° ensayo tensiones tipo B	66
Figura 61: Biela a 90° ensayo deformaciones tipo B	67
Figura 62: Anverso biela a 120° ensayo tensiones tipo B.....	67
Figura 63: Reverso biela a 120° ensayo tensiones tipo B	68
Figura 64: Biela a 120° ensayo deformaciones tipo B	69
Figura 65: Anverso biela a 135° ensayo tensiones tipo B.....	69
Figura 66: Reverso biela a 135° ensayo tensiones tipo B	70
Figura 67: Biela a 135° ensayo deformaciones tipo B	70
Figura 68: Anverso biela a 150° ensayo tensiones tipo B.....	71
Figura 69: Reverso biela a 150° ensayo tensiones tipo B	71
Figura 70: Biela a 150° ensayo deformaciones tipo B	72
Figura 71: Anverso biela a 30° ensayo tensiones tipo C	73
Figura 72: Reverso biela a 30° ensayo tensiones tipo C	73
Figura 73: Biela a 30° ensayo deformaciones tipo C	74
Figura 74: Anverso biela a 45° ensayo tensiones tipo C	74
Figura 75: Reverso biela a 45° ensayo tensiones tipo C	75
Figura 76: Biela a 45° ensayo deformaciones tipo C	75
Figura 77: Anverso biela a 60° ensayo tensiones tipo C	76
Figura 78: Reverso biela a 60° ensayo tensiones tipo C	76
Figura 79: Biela a 60° ensayo tensiones tipo C	77
Figura 80: Anverso biela a 90° ensayo tensiones tipo C	77
Figura 81: Reverso biela a 90° ensayo tensiones tipo C	78
Figura 82: Biela a 90° ensayo deformaciones tipo C	78
Figura 83: Anverso biela a 120° ensayo tensiones tipo C	79
Figura 84: Reverso biela a 120° ensayo tensiones tipo C	79
Figura 85: Biela a 120° ensayo deformaciones tipo C	80
Figura 86: Anverso biela a 135° ensayo tensiones tipo C	80



Figura 87: Reverso biela a 135° ensayo tensiones tipo C	81
Figura 88: Biela a 135° ensayo deformaciones tipo C.....	81
Figura 89: Anverso biela a 150° ensayo tensiones tipo C	82
Figura 90: Reverso biela a 150° ensayo tensiones tipo C	82
Figura 91: Biela a 150° ensayo tensiones tipo C.....	83
Figura 92: Gráfica tensiones máximas ensayo tipo A.....	84
Figura 93: Gráfica tensiones máximas ensayo tipo B.....	84
Figura 94: Gráfica tensiones máximas ensayo tipo C	85

Índice de tablas

Tabla 1: Propiedades de los materiales	14
Tabla 2: Coeficientes a y b para el factor de acabado superficial.....	18
Tabla 3: Factor de confiabilidad según probabilidad de fallo	19
Tabla 4: Factores de temperatura	20
Tabla 5: Propiedades aluminio 7075 T6.....	42
Tabla 6: Tensiones máximas en las diferentes posiciones.....	83



1. Objetivos

Este trabajo pretende simular el comportamiento a fatiga de un conjunto de bielas para bicicleta de acuerdo con los requisitos de la norma CEN EN14781:2005.

Apartado 4.12.7 "Crank assembly-fatigue test"

Para ello se parte de un conjunto de bielas de bicicleta y eje de pedalier comerciales, que serán modelizados mediante programas de ordenador para poder obtener un modelo 3D del conjunto.

Este conjunto será sometido a las mismas cargas y condiciones de aplicación que indica la norma con un programa de elementos finitos en distintas posiciones de carga para determinar tanto los puntos críticos del conjunto como aquellas condiciones de carga más desfavorables.

2. Conceptos previos

2.1 Breve historia de la bicicleta

Desde siempre el hombre ha buscado mejorar la movilidad y por tanto es difícil precisar el momento de la invención de la bicicleta, sin embargo se puede situar la evolución de la bicicleta moderna en los principios del siglo XIX. Este hecho se atribuye al barón Drais von Sauerbronn, quien construyó en 1817 el primer prototipo de una bicicleta que ha ido evolucionando según los avances tecnológicos y las demandas sociales.

El barón de Karlsrue, Drais von Sauerbronn, inventó la “draisina” o “laufmaschine”, que significa máquina de correr, pensando que la mejor manera de auto-transportarse es optimizar el movimiento que se realiza al caminar o correr. Para ello quería construir un artefacto que permitiera aumentar la zancada y además disminuir las pérdidas energéticas debidas la variación de la altura del centro de gravedad del cuerpo. Los inconvenientes que presentaba este invento que llegó a fabricarse para algunos nobles de la época, eran, en primer lugar el equilibrio y el peso además del coste. Poco más tarde, un comerciante inglés apostó por este producto y consiguió reducir el peso y hacer la conducción más eficiente para venderlo como un caballo de entretenimiento, hobby horse en inglés. Éste se muestra en la Figura 1.



HOBBY HORSE / DANDY HORSE
Denis Johnson, Inglaterra, 1819

Figura 1: Hobby Horse



PRIMEROS BICICLOS CON MECANISMO DE
IMPULSIÓN
Kirpatrick Mc Millan, Escocia, 1839

Figura 2: Biciclo con mecanismo de impulsión

En 1821 apareció una “laufmaschine” dotada con un sistema de palancas, tal como se muestra en la Figura 2, que permitía el movimiento de la rueda trasera con un mecanismo del tipo biela-manivela, en el que, balanceando unos accionamientos con las piernas hacía girar la rueda trasera mediante el cigüeñal que incorporaba. Este invento se atribuye a un herrero escocés llamado Kirpatrick McMillan.

El siguiente paso sería acoplar pedales a la rueda delantera; esto se llevó a cabo por varias personas, algunas de las cuales no le dieron importancia al invento; fue Pierre Lallement quien mostro en París el invento que había realizado al incorporar a una “laufmaschine” unos pedales en la rueda delantera. A partir de entonces hubo inventores como es el caso James Starley, que optimizó el concepto de la bicicleta para conseguir disminuir el peso y aumentar la velocidad hasta llegar al biciclo de rueda alta que se muestra en la Figura 4.



LA MICHAULINA
Pierre Michaux, Francia, 1863

Figura 3: Michaulina



VELOCÍPEDO DE RUEDA ALTA – HIGH WHEELER
James Starley, Inglaterra, 1870

Figura 4: Biciclo de rueda alta

Sin embargo, el avance más significativo llegó al pensar que para no depender del tamaño de la rueda para aumentar la velocidad máxima habría que incorporar una cadena, que además permitía una posición del centro de gravedad más baja con lo que se tenía una bicicleta más segura. Fue John Kemp Starley quien con ayuda de un compañero suyo, Sutton, desarrolló un prototipo utilizando la idea de volver a la concepción originaria de la bicicleta con las ruedas de igual tamaño para hacerla más estable. El éxito de esta nueva bicicleta (ver Figura 5), bautizada como Rover, fue inmediato, de manera que hubo que aumentar la fábrica para adaptarse a la demanda.



LA BICICLETA SEGURA ROVER
John Kemp Starley y William Sutton, Inglaterra, 1884

Figura 5: Bicicleta Rover

La bicicleta ha constituido desde su aparición en el mercado un fenómeno social. En un principio era concebida como un objeto de lujo, ya que únicamente podían permitírselo las clases adineradas. Más adelante cuando empezó la proliferación de las bicicletas hubo que hacer frente al conflicto que causaba el incluir un nuevo elemento en la vía urbana, que en ocasiones se trató incluso de prohibir el uso de bicicletas

Finalmente hay que destacar que las causas de la expansión del uso de la bicicleta han sido del tipo técnico como por ejemplo el desarrollo de nuevos componentes como neumáticos con cámara de aire, frenos, cambios... Pero el factor determinante fue la

normalización y unificación que facilitó la implementación de un sistema de producción en serie que hizo disminuir notablemente el precio de la bicicleta. Pero también se ha potenciado el uso de la bicicleta a lo largo de toda su evolución mediante la creación de carreras que trataban de batir nuevos récords de velocidad. Tampoco podemos dejar de lado todas las circunstancias económicas y sociales que han incrementado el número de bicicletas; estas son las crisis del petróleo, el crecimiento de la conciencia del cambio climático o de la importancia del ejercicio físico.

2.2 Elementos de la bicicleta

Para concluir este preámbulo sobre la historia de la bicicleta se hará una descripción de los principales elementos de la misma y se explicará cómo han llegado a formar la bicicleta tal como la conocemos hoy en día. En la Figura 6 se muestra un esquema de una bicicleta con el nombre de cada una de sus partes.

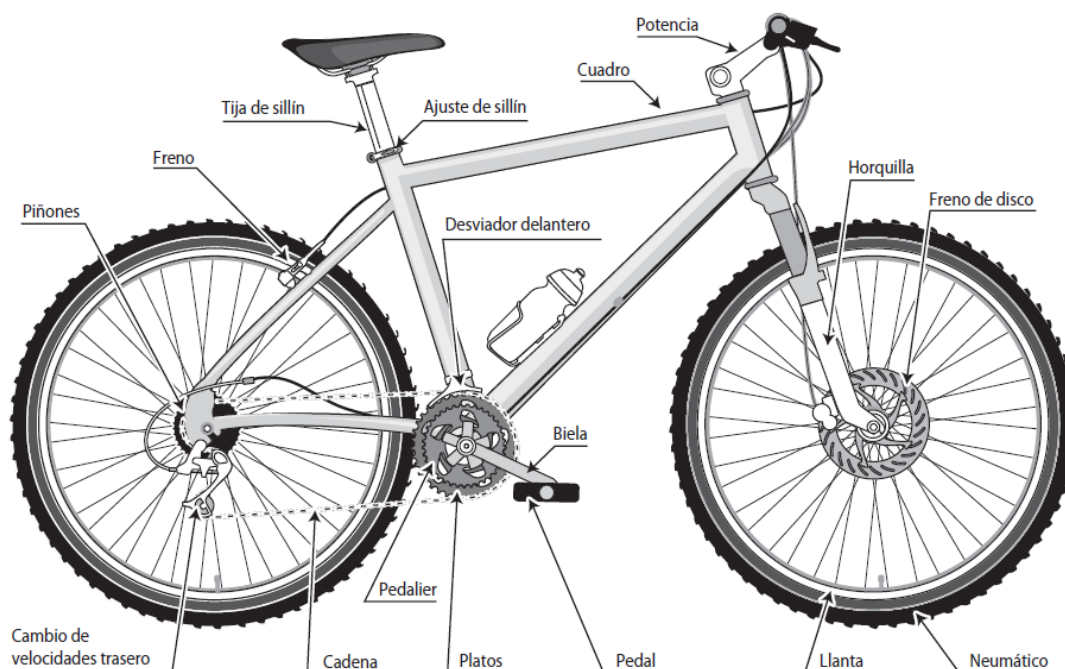


Figura 6: Elementos de la bicicleta

Neumáticos

La importancia de la aparición de los neumáticos y su progreso ha sido vital en el desarrollo de la bicicleta ya que ha permitido constituir un elemento de mayor comodidad y con mayor adherencia, debido al efecto amortiguador del mismo.

El descubrimiento de la vulcanización del caucho, que es el paso del estado plástico al elástico, es un episodio anecdótico en la historia del neumático. Charles Goodyear, un personaje activo y con gran interés por la experimentación, ensayaba en casa con mezclas de caucho natural con cualquier producto que encontraba en la cocina. Esto era algo que molestaba enormemente a su mujer que, con razón, se quejaba de los olores nauseabundos de las mezclas que realizaba. Esta situación llegó a tal punto que Charles tuvo que prometer que no volvería a experimentar con dichas mezclas. A

pesar de la promesa siguió con sus investigaciones a escondidas, y un día mientras experimentaba, su mujer entró en la habitación donde se encontraba. Entonces él para deshacerse de la mezcla, la echó a la estufa encendida. Al cabo de un rato apareció una masa fantástica resistente al frío, calor y a los productos químicos.

Después, R.W. Thompson desarrolló un neumático con cámara de aire. Boyd Dunlop trabajó sobre estos neumáticos para reforzarlos. También otros fabricantes como Michelin contribuyeron al avance con sus “tubeless” así como con el desarrollo de nuevos tejidos para reforzar el neumático, que han llevado a crear un producto de gran complejidad, como lo es actualmente, por la cantidad de materiales que hay involucrados así como la enorme variedad de modelos adaptados a las necesidades del mercado.

Cadena

En el Códice Adriático de Leonardo da Vinci aparecen cadenas ideadas para la construcción de máquinas del campo de la obra civil o artilugios militares. Sin embargo la primera adaptación para la bicicleta surge de André Galle, que aunque no llegara a triunfar, llevó a desarrollar una modificación que consistía en una cadena de eslabón más corto, que evitaba pérdidas por rozamiento gracias a que estaba bañada en aceite.

También se han probado otras formas de transmitir la fuerza de los pedales a la rueda. Este es el caso de la junta cardan, que por su elevado coste no ha cuajado en el sector de la bicicleta.

Cambio de marchas

La idea de que se pueda modificar la relación entre el número de vueltas del plato y la rueda ya existía en 1879, puesto que se vendían bicicletas en las que se podía intercambiar el plato por el piñón. Pero no es hasta 1932 cuando se introducen los cambios de marchas tipo Campagnolo.

Buje

El origen de este elemento es simplemente el atravesar un trozo de madera con un eje de hierro para que la rueda pueda rotar. Posteriormente se fueron haciendo modificaciones para mejorar la eficiencia de movimiento.

Otro elemento íntimamente relacionado con el buje es la rueda libre, que se encarga de transmitir el movimiento a la rueda y además permite el dejar de pedalear mientras la rueda sigue moviéndose.

Cuadro

Es básicamente la estructura de la bicicleta. Éste ha de aguantar el peso propio más el del ciclista además ha de unir las ruedas de tal manera que sea posible la dirección de la bicicleta. A lo largo de la historia, el cuadro de una bicicleta ha ido evolucionando

junto con otros componentes de la bicicleta como el tamaño de las ruedas, el tipo de transmisión, etc.

2.3 Biomecánica del ciclismo

Es necesario describir la biomecánica del pedaleo puesto que más adelante se realizarán experimentos para probar la resistencia de los elementos de transmisión de la bicicleta y por tanto interesa determinar los esfuerzos característicos del pedaleo.

Se puede considerar el cuerpo humano como un mecanismo que aplicará una determinada fuerza en el conjunto de transmisión de la bicicleta.

Si nos fijamos en la prueba de los 4000 m, que exige un nivel de esfuerzo estacionario con un ritmo de pedaleo prácticamente constante. Concretamente se ha realizado el experimento en 7 ciclistas rodando a 100 rpm con una relación de marchas de 50/13.

Además si se observa mediante técnicas de cinematografía capaces de fotografiar los atletas en movimiento y de esta manera se pueden identificar los rangos de los ángulos que forman las piernas en los puntos muertos superiores e inferiores.

Se pueden ver que los ángulos máximos y mínimos del muslo respecto a la horizontal son -19° cuando el pedal está en el punto muerto superior y -62° en el punto muerto inferior, pero lo más importante es que la cadera nunca llega a su verdadera extensión puesto que ésta comienza al moverse el muslo por la misma línea que pasa por el centro del tronco.

Si ahora nos fijamos en la rodilla, vemos que el rango del movimiento va desde los 37° a los 111° tal como se puede ver en la Figura 7.

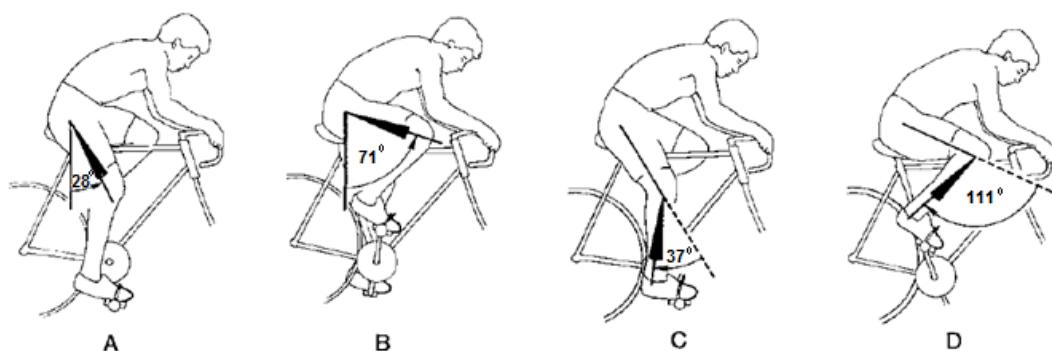


Figura 7: Ángulos característicos del pedaleo

También se puede observar en la misma Figura 7 la variación de los distintos experimentos con cada uno de los ciclistas que es de unos 10° , y por tanto se puede decir que las posiciones están prácticamente estandarizadas. Aunque también es cierto que se pueden producir algunas situaciones en las que se vean modificadas dichas posiciones, esto es por ejemplo cuando el ciclista se levanta del sillín.

Otra medida que resulta interesante es el ángulo que forma el tobillo, es decir el pie con la tibia. Teóricamente se ha defendido que éste ángulo debe ser positivo con el

origen el eje horizontal durante la parte superior del ciclo del pedal y negativo mientras el pedal está recorriendo la semicircunferencia inferior, de modo que el momento en el que se produciría el punto de inflexión sería el plano horizontal, sin embargo, en la práctica se observa que los ciclistas realizan el primer cambio de inclinación poco antes de llegar al punto muerto superior y el segundo, hacia valores negativos del ángulo del tobillo, no en la horizontal, sino con un adelanto de unos 15° . De todos modos el desfase entre los ciclistas es pequeño y por tanto puede considerarse un experimento significativo.

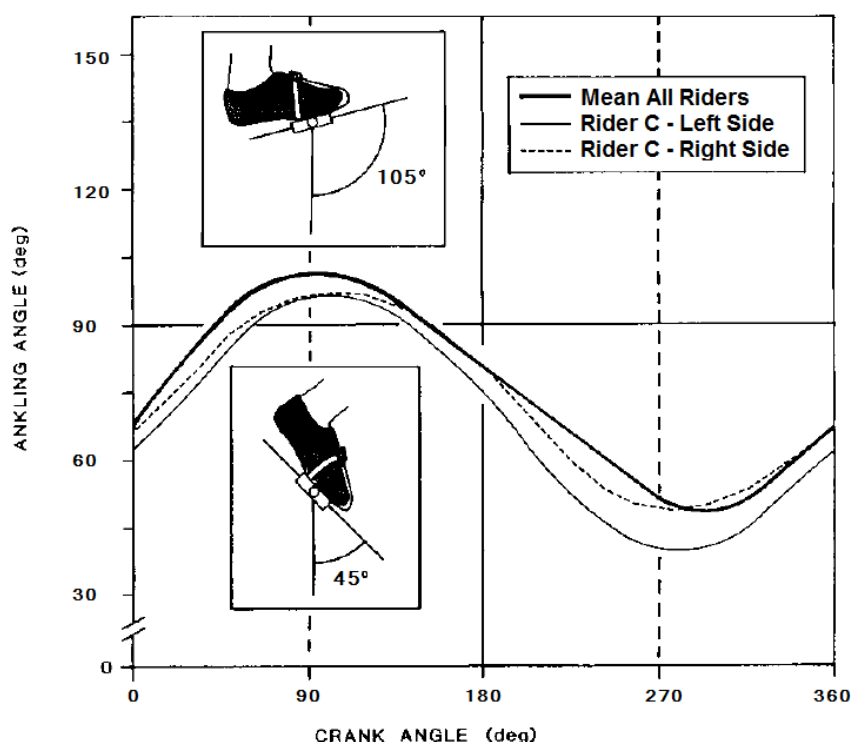


Figura 8: Posiciones del pedal a lo largo del ciclo

2.3.1 Ubicación y origen de las fuerzas

El punto fundamental para entender el movimiento es determinar las fuerzas que lo provocan. Si planteamos el equilibrio de fuerzas en un ciclista, tal como se observa en la Figura 8 y sobre la misma trazamos un diagrama de cuerpo libre comprenderemos de dónde vienen y cómo se transmiten las fuerzas que mantienen el equilibrio y producen el movimiento.

2.3.1.1 Fuerzas del equilibrio

En primer lugar se analizan las fuerzas del equilibrio, que en el diagrama aparecen como vectores, con su correspondientes módulo, dirección, sentido y punto de aplicación. Por ejemplo, las fuerzas G1 y G2 aplicadas sobre las ruedas trasera y delantera respectivamente, sirven para equilibrar el conjunto de fuerzas formadas por el peso distribuido en los distintos apoyos y las de accionamiento de los pedales. Éstas últimas se pueden medir gracias a un aparato colocado en el pedal.

Como tenemos que el ciclista está en equilibrio estático, las fuerzas verticales se compensarán y no habrá fuerzas horizontales puesto que en este caso no existe movimiento de avance del ciclista.

2.3.1.2 Fuerzas del movimiento

Ahora queda analizar qué ocurre cuando el ciclista pone la bicicleta en movimiento. En primer lugar el ciclista debe empujar el pedal hacia abajo, con lo que P_1 aumentará mientras que el otro pedal supondremos que no está recibiendo ninguna fuerza.

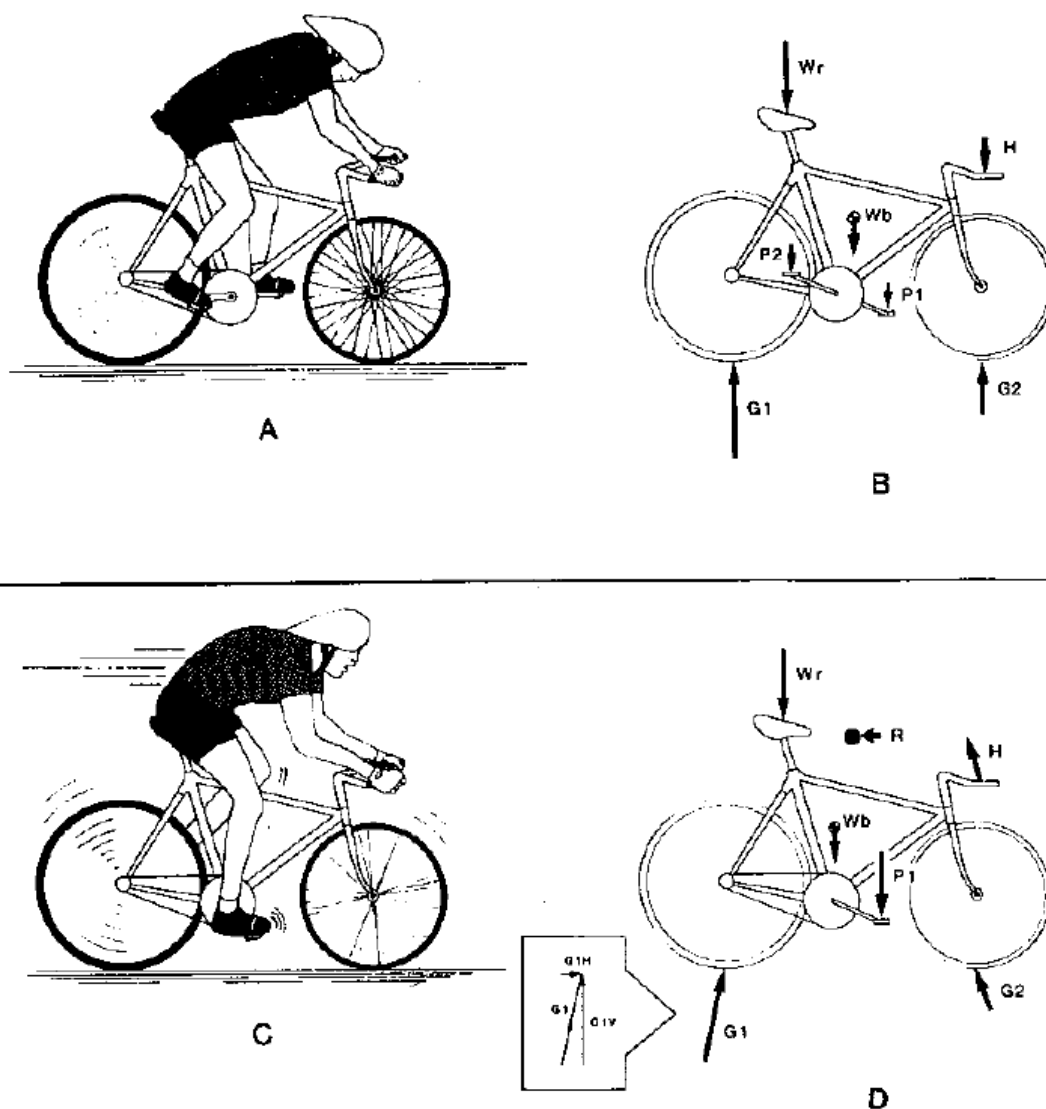


Figura 9: Diagramas de cuerpo libre en la bicicleta

Debido al par que se produce en el plato por la aplicación de la fuerza anterior, la cadena transmitirá el mismo al piñón y éste a la rueda provocando una fuerza sobre el suelo no sólo con sentido vertical como se veía en el punto anterior, sino que también se le añade la componente horizontal de la propulsión, lo que provocará por la tercera ley de Newton, que el suelo aplique sobre la rueda una fuerza de la misma magnitud y dirección pero distinto sentido y punto de aplicación. Además de estas modificaciones

de las fuerzas existentes en el equilibrio aparece sobre el ciclista la presión que ejerce el viento, que se puede considerar como una fuerza aplicada en el centro de presiones del ciclista. Ésta será una fuerza horizontal con sentido hacia atrás.

Por lo tanto, la condición para que la bicicleta empiece a moverse es que la componente horizontal de la fuerza G_1 debe ser mayor que las fuerzas de resistencia a la rodadura y aerodinámica.

2.3.2 Transmisión de las fuerzas.

Para entender mejor la evolución de los esfuerzos que provocan el movimiento se muestra en la Figura 9 un diagrama de cuerpo libre en el que se ha eliminado la cadena. Pero además se incluyen los módulos de las fuerzas, lo que ayuda a ver que la fuerza aplicada sobre el pedal es mucho mayor que la que la rueda aplica a la carretera, concretamente será proporcional a la relación entre la longitud de la biela L_1 y el radio de la rueda trasera.

Si damos valores a las constantes que aparecen en la Figura 10, por ejemplo:

$$L_1 = 17\text{cm}; L_2 = 10\text{cm}; L_3 = 2,25\text{cm}; L_4 = 35\text{cm}$$

Entonces tenemos que la relación de las fuerzas queda de la siguiente manera

$$F_4 = \frac{L_1 \cdot L_3}{L_2 \cdot L_4} \cdot F_1 = 0,109F_1$$

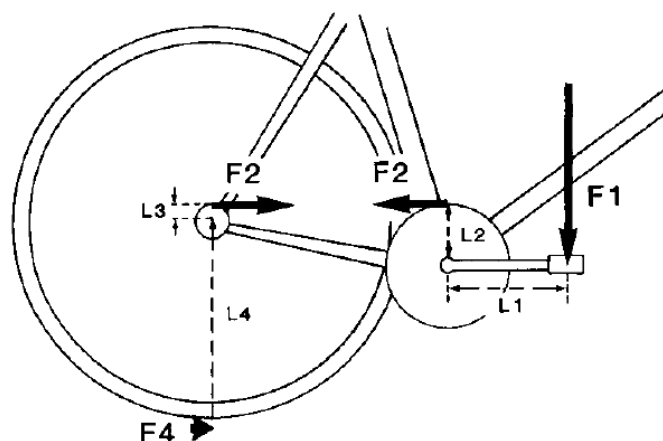


Figura 10: Transmisión de la fuerza en la bicicleta

A la misma conclusión puede llegarse razonando en términos de momentos sabiendo que el momento en la cadena de transmisión es constante.

Estos resultados muestran que pequeños incrementos en las fuerzas de resistencia, aerodinámicas y de rodadura, implicarán grandes incrementos en los esfuerzos del ciclista.

2.3.3 Las fuerzas del pedal en detalle

Como se puede observar la fuerza no siempre es perpendicular a la dirección del eje longitudinal de la biela y por tanto se deben considerar los ángulos que se muestran en la Figura 11:

θ_1 : Ángulo entre la biela y la vertical

θ_2 : Ángulo entre el eje del pedal y la vertical

θ_3 : Ángulo entre la fuerza aplicada y el pedal

θ_4 : Ángulo entre la biela y la vertical. Es la suma de θ_1 y θ_2 .

De esta forma se pueden determinar las componentes normal o efectiva y tangencial de la fuerza aplicada por el ciclista sobre el pedal.

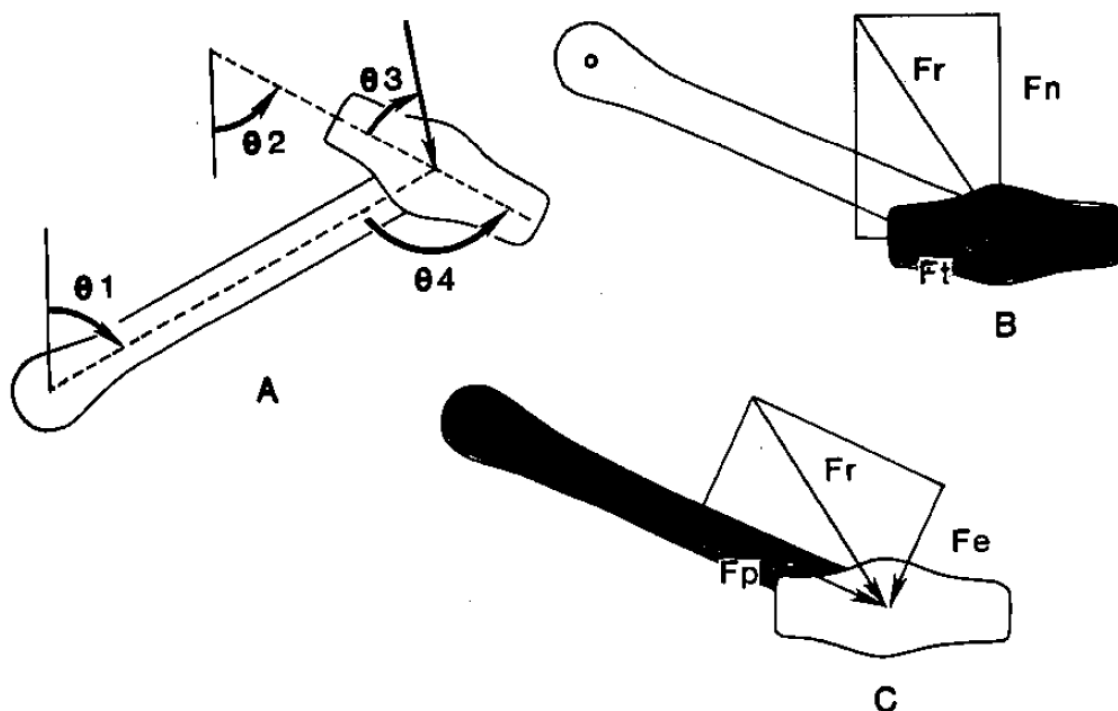


Figura 11: Ángulos en el conjunto biela-pedal

En este punto ya se puede definir correctamente el momento de propulsión que se aplica al plato y que finalmente será transmitido hasta la rueda:

$$Np = (Fe_{izda} + Fe_{dcha}) \times L2$$

Donde Fe indica fuerza efectiva y $L2$ es la longitud de la biela.

2.3.4 Diagrama de la fuerza

Hasta ahora hemos tratado las fuerzas como si el pedal permaneciese inmóvil a lo largo del tiempo, sin embargo éste recorre una trayectoria circunferencial y por lo tanto es necesario considerar las variaciones de la fuerza sobre el pedal durante todo el recorrido del pedal.

Así pues debemos introducir el diagrama de reloj, mostrado en la Figura 12, que contiene la información de la evolución de la fuerza aplicada así como la posición del pedal en 20 puntos de la trayectoria.

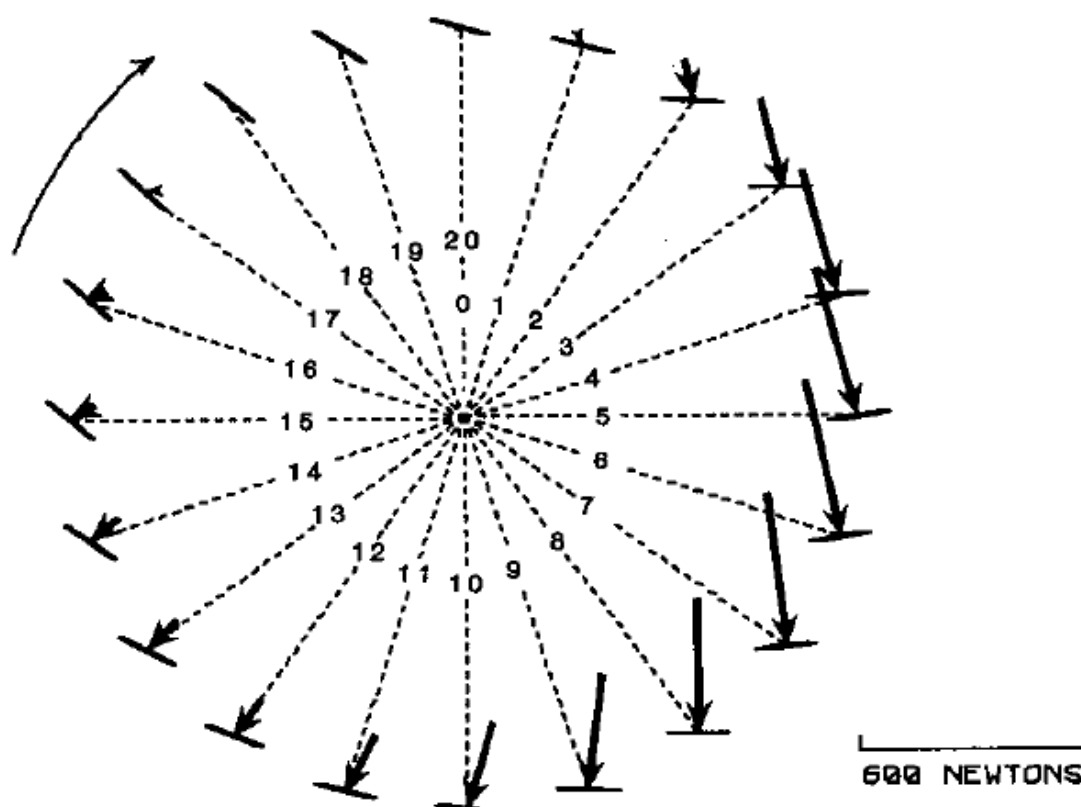


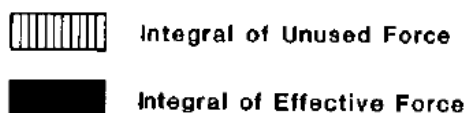
Figura 12: Diagrama de reloj de las fuerzas sobre el pedal

De este diagrama se puede suponer que la fuerza orientada según el vector dibujado encima del pedal nunca tiene una orientación totalmente vertical. Además se observa que tal y como se ha definido la fuerza efectiva, podemos decir que existe una gran fuerza no efectiva en la parte inferior del ciclo.

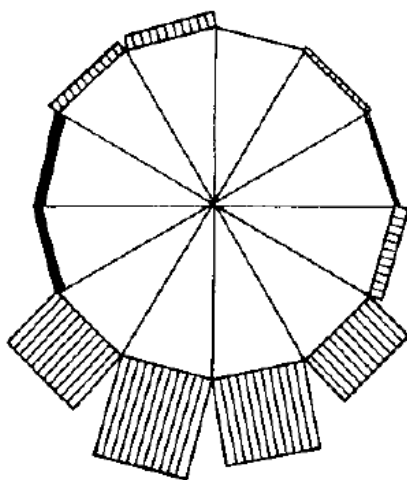
2.3.5 El diagrama de criterio

Hemos estudiado el diagrama de reloj para ver la evolución de la fuerza en el pedal, lo que no proporciona información para construir el diagrama de criterio, el cual se basa en dividir un círculo en 12 partes para mostrar la cantidad de impulso aportada en cada uno de los sectores, calculada mediante integración de la fuerza a lo largo del segmento circular. Este diagrama se muestra en la Figura 13.

De esta manera se puede determinar el signo del impulso aportado en cada segmento, esto es, si el momento aportado al plato tiene el sentido de avance de la rueda o no, y se puede perfeccionar la técnica del ciclista de manera que se produzca el mínimo impulso negativo para reducir pérdidas de energía.



RIDER A



RIDER B

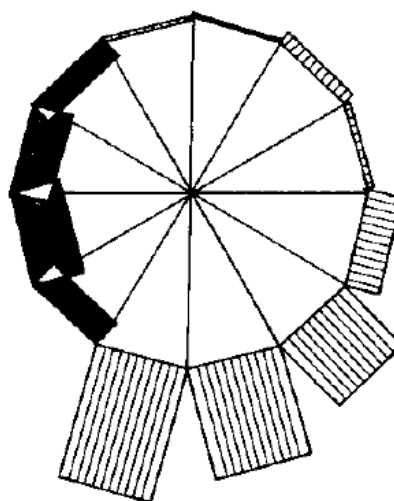


Figura 13: Diagrama de criterio de dos ciclistas

2.4 Materiales del ciclismo

En el ámbito de la ingeniería se ha destacado en las últimas décadas la importancia de la selección de materiales. Por ello, en los procesos de diseño de nuevos productos se cuenta con un equipo de especialistas en materiales, que disponen cada vez de un mayor rango de materiales para elegir. Ya desde el primer momento de la concepción del producto se piensa en el mejor material para que el producto no sólo cumpla sus especificaciones, sino que también se tiene en cuenta todo el proceso de fabricación y montaje del producto.

Además, el estado actual de la automatización en los procesos de fabricación ha conseguido situar el coste de los materiales en una proporción respecto el coste total del 60%, lo que implica que se recurra a una selección de materiales más económicos o con mejores propiedades para reducir costes.

La evolución de los materiales utilizados en el ciclismo va muy ligada al progreso del estado de la técnica, de hecho se puede describir la evolución de la bicicleta en distintos periodos según los materiales utilizados.

Periodo del acero

Al principio, la industria metalúrgica desarrolló tecnologías muy eficientes para la fabricación de tubos de acero. Así pues los primeros fabricantes de bicicletas, empezaron la fabricación de los cuadros a partir de estos elementos tan disponibles en aquel momento.

Periodo del aluminio

Otro avance que impulsó a la industria metalúrgica fue la reducción del coste energético de la producción del aluminio, ya que permitió remplazar el aluminio por el acero en la mayor parte de las bicicletas. Esto comporta una notable disminución de peso ya que se pasa de una densidad de 7850 kg/m típica de los aceros a una de 2700 kg/m propia de los aluminios. Sin embargo al utilizar el aluminio hay que diseñar los componentes de formas menos esbeltas si no se quiere sacrificar la rigidez del conjunto.

A éstos aluminios se les puede someter a tratamientos que incrementen las propiedades mecánicas. También hay que decir que los aluminios aleados tienen una resistencia superior en algunos casos a la que tienen los aceros al carbono. Estos aluminios son por ejemplo, los denominados de la serie 6000 que incorporan aleaciones de sílice y magnesio, que acompañados de tratamientos térmicos específicos permiten alcanzar límites elásticos de 250 N/mm² y de rotura de 290 N/mm². La serie de los 7000 utilizan aleaciones con zinc para aumentar los límites de elasticidad y resistencia de rotura hasta los 360 MPa y 400MPa respectivamente.

Periodo de los materiales compuestos

El origen del este tipo de materiales es el aeroespacial. Lo que vulgarmente se conoce como la fibra de carbono es en realidad un conjunto de fibras de carbono embebidas en una matriz de un material polimérico. El proceso de fabricación es muy artesanal, lo que repercute en un precio elevado.

Esta configuración hace, en primer lugar, que sea posible la orientación de la dirección de las tensiones dentro de la estructura debido al comportamiento anisótropo del material. De esta manera, se hará trabajar al material según aquellas direcciones que pueden soportar mejor las cargas.

En segundo lugar, la utilización de materiales compuestos permite beneficiarse de las propiedades mecánicas; límites de rotura y módulo de elasticidad de las fibras sin comprometer la fragilidad de las mismas, puesto que la matriz permite cohesionar ese haz de fibras que sería imposible de conectar con otros elementos.

Aparición del titanio

Al igual que muchos otros materiales, el titanio no empezó a utilizarse hasta que sobre el año 1936 se descubrió el procedimiento para producirlo industrialmente a partir del rutilo o la ilmenita. Este material se caracteriza por tener una gran ductilidad, resistencia a la corrosión y alargamientos en rotura considerables.

En la Tabla 1 se puede ver un resumen de las propiedades de los materiales más desarrollados en la actualidad en el mundo del ciclismo.

Acero aleado con cromo y molibdeno			Aluminio serie 7000		
Densidad [kg/m ³]	Límite de rotura [MPa]	Módulo de Young [GPa]	Densidad [kg/m ³]	Límite de rotura [MPa]	Módulo de Young [GPa]
7800	1000	210	2700	500	70

Titanio Ti-6Al-4V			Composite 58% Fibra, 42% Matriz		
Densidad [kg/m ³]	Límite de rotura [MPa]	Módulo de Young [GPa]	Densidad [kg/m ³]	Límite de rotura [MPa]	Módulo de Young [GPa]
4500	1000	120	1500	1000	190

Tabla 1: Propiedades de los materiales

2.5 Fatiga de materiales

2.5.1 Introducción

A la hora de calcular la resistencia de un determinado componente no han de comprobarse únicamente los límites elásticos o de fractura, puesto que si este elemento está sometido a una serie de cargas cíclicas, variables o no, aparecerán pequeñas discontinuidades en el material. Estas discontinuidades pueden progresar de manera que se formen fisuras que puedan llegar a la fractura. Este fenómeno se denomina fatiga y se puede llegar a producir para cargas mucho menores que el límite elástico del material si el número de ciclos es suficientemente elevado.

El fenómeno de la fatiga no empezó a estudiarse hasta principios del siglo XX ya que se suponía un material homogéneo con un determinado límite elástico y tensión de rotura que no debían ser superados. Pero debido al gran número de fallos producidos sin llegar a la tensión de rotura, se empezó a dedicar atención a este tipo de roturas del material.

En este esfuerzo por conocer las causas del fallo, los investigadores han observado el material de manera no macroscópica sino casi mesoscópica, es decir en un orden de 10^{-4} m para poder conocer los mecanismos que gobiernan el crecimiento de la grieta. Pero este es un problema en el que intervienen muchos factores tales como la magnitud y forma de las cargas pero también intervienen los factores ambientales a los que se someten las piezas en casos en los que la temperatura es elevada o el medio es notablemente ácido o básico.

Para experimentar con la vida de los materiales, se someterá a los mismos a una carga cíclica de amplitud variable en casos más próximos a la realidad pero finita en cualquier caso, y estará acotada en un rango con el que se pueda llevar a cabo un ensayo. Luego podrá simularse un ensayo tomando datos estadísticos del proceso que se pretende examinar. Sin embargo, no hay que perder de vista que estos datos serán, por lo general, muy variables y en la realidad la mayoría de procesos están

sometidos a cargas muy diferentes e inconstantes, así pues es importante asegurar que los datos cogidos representan un estado de cargas característico, puesto que cambiar los datos podría cambiar el resultado experimental de forma notable. Cabe destacar que estos ensayos suelen resultar caros ya que han de hacerse los primeros prototipos de las piezas de ensayo, estos deben fijarse con dispositivos de anclaje específicos y debe hacerse un análisis de las tensiones y contaje del número de ciclos para cada uno de los prototipos que se analiza.

Para estudiar la influencia del fenómeno de la fatiga en las piezas a las que se someten las cargas se pueden utilizar distintos métodos, de los cuales explicaremos a continuación dos en profundidad: el método de las tensiones y el método de la propagación de las fisuras.

2.5.2 Métodos de las tensiones

La filosofía de este método es estudiar la evolución de las tensiones de la pieza y compararla con otros datos de tensiones y ciclos obtenidos en el laboratorio para probetas estandarizadas. El objetivo de este método es el cálculo de la vida total del componente.

2.5.2.1 Curvas S-N

Son diagramas que permiten caracterizar la resistencia a fatiga de un material. Para elaborar estas curvas se realiza un ensayo de lo que se conoce como viga rotatoria, ver Figura 14, que consiste en someter a una probeta de sección circular a un esfuerzo de flexión fijo simultaneo a un movimiento de rotación lo que se convierte en una carga variable de tracción y compresión para las rebanadas que se sitúan en la zona central de la probeta. La forma de las tensiones axiales es una curva sinusoidal debido al movimiento de rotación, pero lo más importante es que se pueden conocer los máximos y los mínimos de las cargas aplicadas.

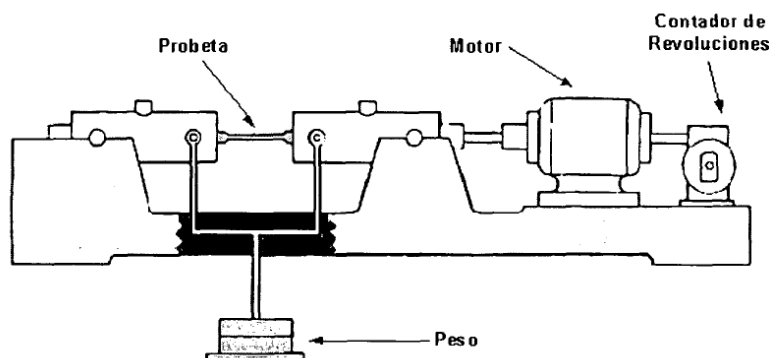


Figura 14: Disposición del ensayo de viga rotatoria

Con los datos obtenidos en la realización de los ensayos correspondientes a distintos esfuerzos de flexión, para un mismo tipo de probeta normalizada, se obtienen diagramas en los que se representa en el eje horizontal el número de ciclos que ha soportado cada una de las probetas ensayadas y en el eje vertical el esfuerzo al que ha sido sometida. Pero lo más usual es que estos diagramas se representen en escala

logarítmica de manera que se distinguen tres rectas que corresponden al ciclo bajo, alto y de vida infinita. En la Figura 15 se muestra un ejemplo de ello.

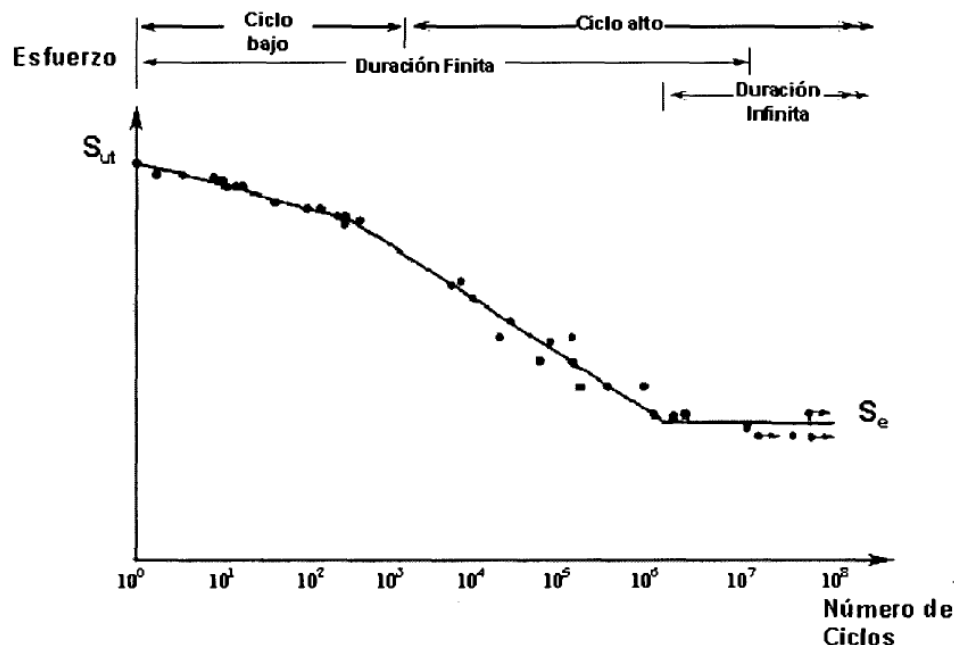


Figura 15: Diagrama S-N

El procedimiento para la elaboración de las curvas S-N es el siguiente:

- En primer lugar es necesario preparar un gran número de probetas de manera que se puedan formar seis grupos de 15 probetas cada uno.
- A cada grupo se le asignará un valor de tensión comprendido en el intervalo entre cero y el límite de resistencia del material.
- Entonces se prueba cada grupo con la tensión asignada en orden descendiente y se anota el número de ciclos en el que falla la probeta.
- Ahora es el momento de transformar los datos mediante logaritmos para obtener rectas más manejables e intuitivas. Para ello debemos aplicar el logaritmo en base 10 tanto a la tensión a la que se ha sometido la probeta como al número de ciclos de los datos obtenidos.
- Cuando se tienen todos los datos transformados, se representan en el gráfico S-N, de manera que obtendremos una forma poligonal con tres tramos rectos limitados por el logaritmo del límite de rotura del material, el logaritmo del 90% del límite de rotura del material y el límite de fatiga del material.

En la gráfica aparecen las siguientes abreviaturas:

Se': Límite de fatiga de la viga rotatoria o límite de fatiga sin corregir. Es el valor de tensión por debajo del cual la viga no rompe a pesar de que aumentemos indefinidamente el número de ciclos.

Sut: Límite de tensión de rotura. Es el valor máximo de tensión de tracción en un ensayo de tracción uniaxial.

2.5.2.2 Límite de fatiga

De los datos de los ensayos de fatiga y de tracción simple se puede deducir que existe una relación entre la tensión límite de rotura de un material y su límite de fatiga. Es necesario advertir que los datos de los ensayos de fatiga tienen una gran dispersión lo que hace algo más difícil el establecer esta relación, pero por ejemplo para materiales de con tensión de rotura de 1000 MPa el límite de fatiga varía entre el 40% y 60% del valor anterior.

Existen criterios para determinar, en algunos materiales, el límite de fatiga en caso de no tener datos experimentales.

Para hierros y aceros forjados:

$$\begin{cases} S_e' = 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ S_e' = 700 \text{ MPa} & S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Para aceros colados:

$$\begin{cases} S_e' = 0,45 S_{ut} & S_{ut} \leq 600 \text{ MPa} \\ S_e' = 275 \text{ MPa} & S_{ut} \geq 600 \text{ MPa} \end{cases}$$

De todos modos es necesario destacar que existen materiales, tales como el aluminio, que no tienen límite de fatiga, esto es que el material siempre fallará para un número de ciclos muy grande, del orden de 10^7 dependiendo del material, por muy pequeña que sea la carga a la que le está sometido.

2.5.2.3 Factores modificativos del límite de fatiga

Ya se ha definido el valor límite de fatiga (S_e'), pero éste solo es válido para las condiciones precisas que indica el protocolo del ensayo de viga rotatoria. Si queremos utilizar los datos obtenidos en el ensayo para una determinada pieza, cuya geometría y condiciones de ensayo es necesario que modifiquemos los valores aplicando una serie de coeficientes conocidos como factores modificativos del límite de fatiga. Con esto se obtiene el límite de fatiga corregido (S_e), que será por tanto el valor máximo de tensión alternante que permite conseguir una vida infinita en las condiciones reales de funcionamiento.

La ecuación de Marin, es la que permite sacar resultados numéricos con todo lo anterior de la siguiente manera:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e'$$

Donde:

K_a : Factor de acabado superficial

K_b : Factor de tamaño

K_c : Factor de confiabilidad

K_d : Factor de temperatura

K_e : Factor de concentración de tensiones

K_f : Factor de efectos diversos

A continuación se procede a explicar brevemente el significado de cada uno de estos factores así como valores característicos de los mismos.

2.5.2.3.1 Factor de acabado superficial (K_a)

La probeta del ensayo de viga rotatoria tiene un acabado superficial normalizado, éste es un pulido fino en dirección axial. Si se utilizan piezas con peores acabados superficiales se observa que el límite de fatiga disminuye. Esto puede ser debido a que si la rugosidad es mayor, existirán puntos en la superficie que actúen como concentradores de tensiones, y a partir de estos que empiece a producirse la fisura.

K_a se obtendrá de la siguiente fórmula que procede de resultados estadísticos de numerosos experimentos:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Donde a y b están definidos en la tabla 1

Acabado superficial	Coeficiente a	Exponente b
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado...)	1,58	-0,085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Tabla 2: Coeficientes a y b para el factor de acabado superficial

2.5.2.3.2 Factor de tamaño (K_b)

Es necesario tener en cuenta el tamaño de la pieza ya que las probetas del ensayo son de diámetro $\varnothing 7,5$ y $\varnothing 12,5$ mm. Como las piezas de interés pueden tener tamaños muy diversos será necesario aplicar un coeficiente que tenga en cuenta un cambio de escala.

Este factor puede sacarse de las siguientes expresiones, si nos encontramos en el caso de flexión y torsión:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} \quad 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} \quad 52 \leq d \leq 250 \text{ mm}$$

Si tenemos un caso de carga axial, el valor del factor de tamaño será 1 puesto que la forma de la tensión uniaxial es igual que en la probeta del ensayo de viga rotatoria.

Hay que prestar una atención especial a aquellas piezas cuya sección no sea circular porque habrá que definir un diámetro equivalente, denominado diámetro efectivo. Este diámetro efectivo se define como aquél que origina un área igual al 95% del área que cubre la superficie de la sección en la que la tensión es igual o inferior al 95% de la tensión máxima a la que está sometida la pieza.

2.5.2.3.3 Factor de confiabilidad (K_c)

Para el diseño de elementos mecánicos se tiene en cuenta un parámetro estadístico que mide la confiabilidad de la pieza como la probabilidad de que no falle. Para obtener el valor K_c se hará uso de la siguiente tabla:

Confiabilidad	Factor K_c
0,5	1
0,9	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,9999	0,702
0,99999	0,659
0,999999	0,62
0,9999999	0,584
0,99999999	0,551
0,999999999	0,52

Tabla 3: Factor de confiabilidad según probabilidad de fallo

2.5.2.3.4 Factor de temperatura (K_d)

La temperatura es un elemento que modifica el comportamiento mecánico del material, en aspectos como la resistencia a fluencia, última y el límite de fatiga. Esto se produce por que las altas temperaturas provocan movimiento en las dislocaciones, lo que hace que el proceso de rotura dependa del tiempo.

Cabe destacar que al tratarse de un proceso complejo, es recomendable verificar resultados mediante pruebas de laboratorio. De todos modos a continuación se muestra un criterio que permite ver los rangos de las temperaturas en los que influye el parámetro de la temperatura.

Temperatura	Factor de temperatura
$T \leq 450\text{ }^{\circ}\text{C}$	$K_d = 1$
$450 \leq T \leq 550\text{ }^{\circ}\text{C}$	$K_d = 1 - 5,8 \cdot 10^{-3} \times (T - 450)$

Tabla 4: Factores de temperatura

2.5.2.3.5 Factor de concentración de tensiones (K_e)

Debido a las numerosas particularidades geométricas de muchas piezas mecánicas es necesario definir un factor que permita tener en cuenta estas discontinuidades que serán las zonas en que existirán las mayores tensiones.

Esta concentración de esfuerzos será importante en piezas fabricadas con materiales frágiles o en los casos en que se someta a fatiga. No obstante, se pueden encontrar materiales que no son muy sensibles a la presencia de discontinuidades incluso en condiciones de fatiga.

El factor K_e se obtendrá mediante el uso de las siguientes expresiones

- \mathfrak{R}_f = factor de reducción de la resistencia en caso de fatiga
- q = factor de sensibilidad a las ranuras

$$K_e = \frac{1}{\mathfrak{R}_f} \quad (2.1)$$

$$q = \frac{\mathfrak{R}_f - 1}{K_t - 1} \quad (2.2)$$

El método para obtener el factor de concentración de tensiones es el siguiente:

1. Se calcula K_t por configuración geométrica o según Tabla 4
2. Una vez especificado el material tenemos q
3. Mediante las ecuaciones 2.1 y 2.2 calculamos \mathfrak{R}_f .
4. Finalmente se obtiene K_e .

2.5.2.3.6 Factor de efectos diversos (K_f)

Por último hay que tener en cuenta una serie de factores que pueden surgir y que no han sido analizados hasta el momento. Para ello es necesario realizar experimentos que cuantifiquen este factor. Los más importantes son los efectos residuales, debidos a características direccionales de operaciones, de temple superficial, corrosión y corrosión por apriete (fretage).

2.5.2.4 Tensiones alternantes

La fatiga, como ya se ha explicado, es producida por la aplicación de cargas alternantes, que pueden venir caracterizadas de diversas maneras, así pues a partir de la Figura 16 se pueden definir los parámetros básicos:

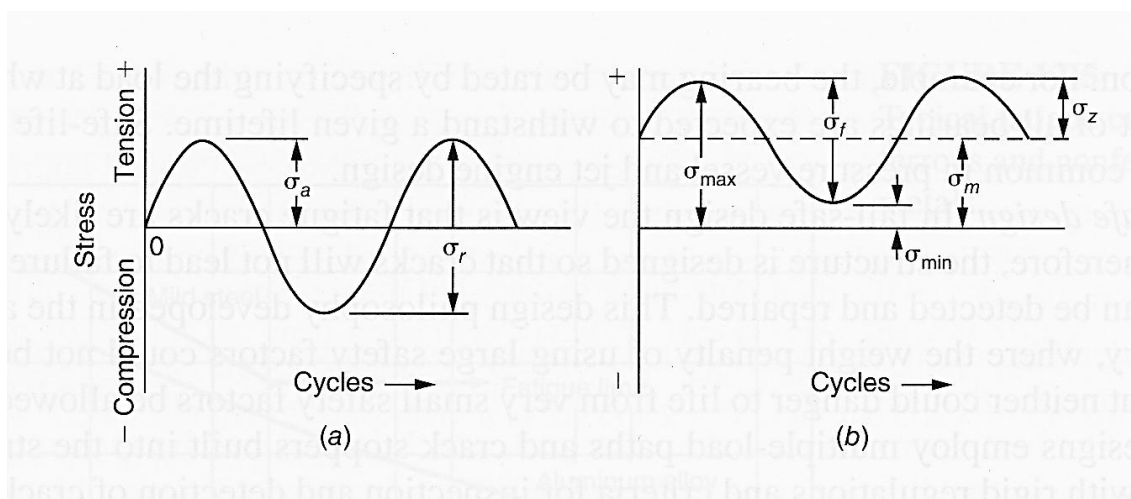


Figura 16: Parámetros de las tensiones alternantes

- Tensión máxima = σ_{max}
- Tensión mínima = σ_{min}
- Tensión media = $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$
- Amplitud de la tensión o tensión alternante = $\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2}$
- Rango de tensiones = $\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$
- Razón de tensiones = $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$

Dependiendo de las cargas alternantes que se apliquen se tendrán unos efectos más o menos acusados.

2.5.3 Tensiones fluctuantes

Ahora se va a descomponer el problema en tensiones medias y alternantes para poder representar precisamente estas componentes para los distintos tiempos de vida en número de ciclos. Así, aunque no se conozca la representación exacta de esta gráfica, se puede decir que pasará por dos puntos inevitablemente. Si situamos en el eje horizontal la componente de tensión media y en el vertical la componente alternante, entonces, el primer punto podría ser el $(0, S_e)$ y además sabemos que tardará 10^6 ciclos en romper ya que nos encontramos en el límite de fatiga. El otro punto sería el que se obtiene en el límite cuando solamente actúa tensión media, es decir el límite de fractura del material, o si se quiere ser más conservador el límite elástico.

Bien, una vez definidos los extremos teóricos, se procede al ensayo que debe dar como resultado una nube de puntos situada entre los dos puntos mencionados. A partir de esta nube de puntos se tratarán de determinar las distintas teorías que sean capaces de parametrizar la curva que describe el comportamiento del material para los distintos números de ciclos, sacando para cada uno de ellos la componente de tensión media y alternante.

En la Figura 17 se pueden observar las curvas de los distintos criterios que se detallan a continuación.

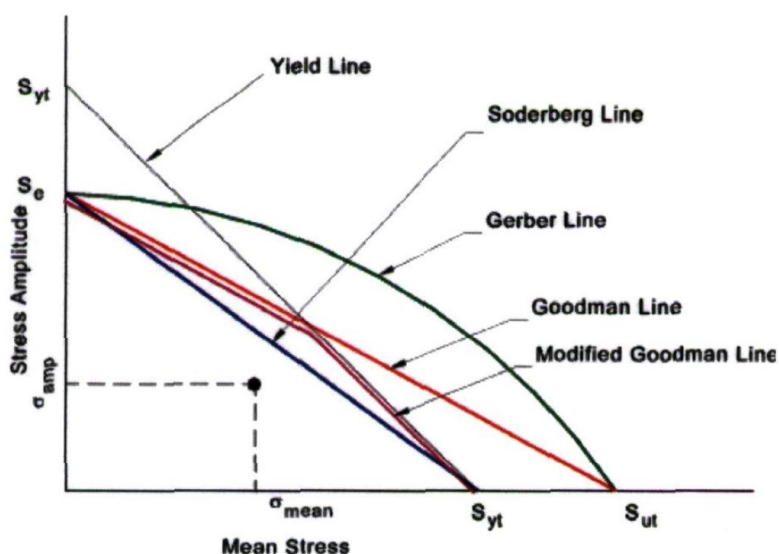


Figura 17: Criterios de rotura por fatiga

2.5.3.1 Criterio de Goodman

Este primer criterio establece que la variación de la resistencia alternante con la tensión media es una recta que pasa por los puntos $(0, S_f)$ y $(S_u, 0)$. Podemos parametrizar esta recta como:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1$$

2.5.3.2 Criterio de Soderberg

Del mismo modo que el criterio anterior, Soderberg, presenta un comportamiento lineal. No obstante, este criterio predice que, si la tensión alternante vale cero, el fallo no se producirá en el límite de rotura, sino en el de fluencia. Así pues la recta será:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_y} = 1$$

2.5.3.3 Criterio de Gerber

En este criterio, ya no se utiliza una recta, sino que se utiliza un perfil parabólico, con el foco en el punto $(0, S_f)$ y con el punto $(S_u, 0)$ perteneciente a la parábola. Ésta queda descrita por la siguiente ecuación:

$$\frac{S_a}{S_f} + \left(\frac{S_m}{S_u}\right)^2 = 1$$

2.5.3.4 Conclusiones

Existen algunas diferencias entre los criterios anteriormente descritos. La primera característica es que el criterio de Soderberg evita el fallo por fluencia, pues sitúa el intervalo llega hasta el límite elástico. Aunque los criterios de Goodman y Gerber no

predigan una rotura para situaciones en las que se esté más allá del límite de fluencia, no quiere decir que no se llegue a la fractura, sino que no habrá fallo por causa de la fatiga, con lo que habría que comprobar el fallo a fluencia.

2.5.4 Método de evaluación de la propagación de fisuras

Ahora se pretende analizar lo que pasa desde que una microgrieta empieza a incrementar su longitud de manera estable. Ésta propagará con cada ciclo de carga que realiza la pieza de análisis, y continuará creciendo hasta que rompa bruscamente. Esto se produce cuando la grieta es tan grande que el área de la sección de la pieza que queda unido ya no es capaz de aguantar la tensión a la que se le somete en un ciclo.

Nucleación de defectos

Por mucho esfuerzo que se realice en la mejora de los acabados de los materiales, éstos siempre tendrán defectos, que pueden ser pequeñas discontinuidades del material, poros, precipitados... Estos defectos son los puntos a partir de los cuales se desarrollarán microgrietas. Si estas fisuras están sometidas a grandes tensiones entonces propagarán hasta la fractura del componente. Si dichas tensiones no son suficientemente grandes, la fisura llegará a una zona que puede ser un borde de grano, una incisión donde se detendrán.

La superficie de las piezas también constituye un lugar crítico puesto que las tensiones máximas se encontrarán en concentradores de tensiones como son los cambios bruscos de geometría, pero también la oxidación superficial o un acabado exterior pobre.

Cuando las grietas están todavía creciendo en la fase en la que el tamaño de la misma es aún pequeño, entonces las fuerzas directrices también son pequeñas y por tanto la velocidad de crecimiento será lenta. De hecho, la mayor parte de la vida de estas grietas, están en ese estado de crecimiento, que ni siquiera son perceptibles por las técnicas de inspección habituales.

Regiones de la fatiga

La evolución de las grietas en un proceso de fatiga viene caracterizado principalmente por tres etapas o regiones: la de iniciación, la de propagación de modo estable y por último una propagación brusca que lleva al fallo del componente.

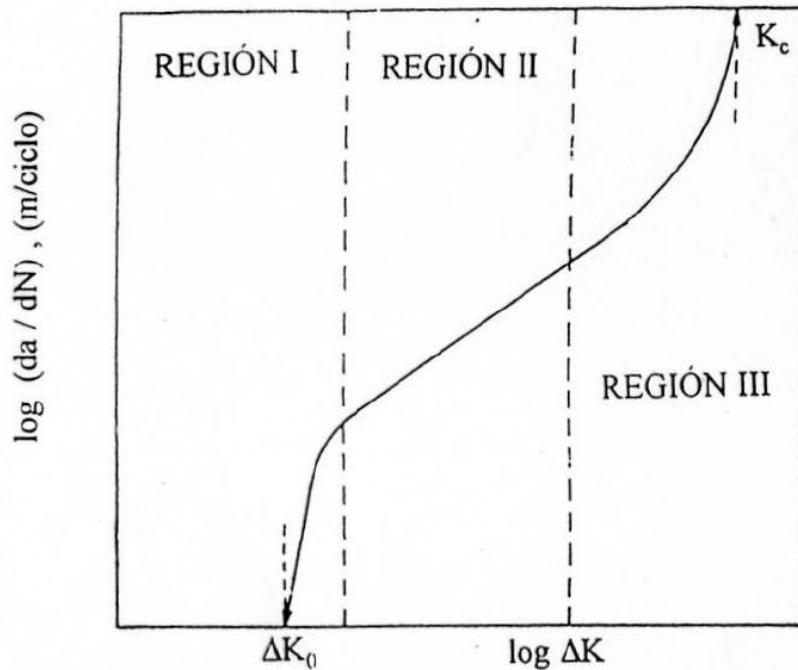


Figura 18: Diagrama logarítmico regiones fatiga

Región I: grietas cortas.

Esta región viene caracterizada por un crecimiento de la grieta lento y por un comportamiento no descriptible por la mecánica de la fractura.

La microestructura, la disposición de las tensiones y las condiciones ambientales son los parámetros más influyentes en esta región.

Es interesante determinar cargas máximas para las que una grieta no propagará puesto que permite establecer el límite de fatiga.

Normalmente se tiene que el rango de incremento del factor de concentración de tensiones es

$$7,5 \times 10^4 m \cdot m^{1/2} \leq \frac{\Delta K_{I0}}{E} \leq 9 \times 10^{-4} m \cdot m^{1/2}$$

Región II: evolución de las grietas

En esta región está descrita por una línea bastante recta con una pendiente m en el diagrama logarítmico de la Figura 18. Por tanto esta recta se puede parametrizar como:

$$\frac{da}{dn} = C (\Delta k_I)^m$$

La ecuación anterior es la conocida *Ley de Paris*, que fue propuesta en 1963, y se basa en datos experimentales. En esta ecuación los valores de las variables C y m dependen del material.

La propagación de la fisura en esta zona está determinada por la deformación elástica, con lo que se obtienen curvas similares para distintos materiales siempre que se represente en el gráfico el logaritmo del incremento del factor de intensidad de tensión dividido por el módulo elástico.

En esta etapa la microestructura ya no es prácticamente influyente y la grieta propaga va propagando de forma continua, con una fractura típicamente dúctil. Durante este proceso se van formando las denominadas líneas de playa, que son estrías perpendiculares a la dirección de la grieta, correspondiendo cada una de ellas a un ciclo de la tensión.

Región III: Rotura de la pieza

En esta zona la tasa de crecimiento de la fisura aumenta con el ΔK hasta llegar a producirse la rotura de la pieza. Por tanto esta zona ya no está regida por la ley de Paris, sino que dependerá fuertemente de la relación de tensiones R . Donde:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

2.5.5 Fatiga en materiales no férricos

Aleaciones de aluminio

Anteriormente ya se han estudiado los casos de fatiga para materiales férricos, fundición, aceros y aleaciones. Muchos de los conceptos estudiados son igualmente aplicables a otros materiales metálicos como las aleaciones de titanio que tienen un comportamiento parecido a las de los aceros.

Hay que hacer mención de la cantidad tan grande de datos disponibles para materiales férricos. Esto es debido a la gran extensión de aplicaciones del acero estructural. No es así para los demás materiales metálicos.

Es por tanto muy importante la fase del desarrollo de prototipos para garantizar el correcto funcionamiento de las piezas, que a falta de datos normalizados presentan buenos resultados, aunque evidentemente resultan más caros. Pueden estar más pensados para piezas específicas tales como las bielas de bicicleta u otros componentes específicos en los que por su nivel de producción resulta más interesante hacer prototipos o incluso modelos numéricos.

De todos modos, el número de datos que se tienen de las aleaciones de aluminio, que sigue al de los materiales férricos, es suficiente para afirmar que éstas no presentan límite de fatiga apreciable. Esto también implica que para hacer ensayos que determinen el número de ciclos que aguanta una probeta es necesario invertir una cantidad de tiempo mucho mayor, del orden de 100 veces ya que estas aleaciones rompen transcurridos 10^8 ciclos para unas tensiones entre $0,35\sigma_u$ y $0,5\sigma_u$.

Por último hay que añadir que la resistencia a fatiga de los componentes depende del proceso de fabricación pero también depende del tamaño del lingote de colada.

Otras aleaciones

Las aleaciones del titanio se caracterizan por tener valores de resistencia a fatiga altos, así como por su buen comportamiento a altas temperaturas y resistencia a la corrosión. En la construcción de componentes se utiliza por su buenísima relación de resistencia/peso y rigidez/peso. Sin embargo presenta algunos inconvenientes como precio elevado, dificultades de mecanizado y sensibilidad alta de entalla, especialmente en ambientes con presencia de hidrógeno, agua y halógenos.

Las aleaciones del magnesio son utilizadas en componentes de gran ligereza. La resistencia a fatiga se estabiliza a los 10^8 ciclos, donde se considera $\sigma_n' = 0,35\sigma_u$.

Finalmente se puede hablar de las aleaciones del cobre y del níquel como aquellas que tampoco presentan límite a fatiga, siendo el número de ciclos de 10^8 para tensiones del intervalo $0,35\sigma_u - 0,5\sigma_u$.

2.6 Método de los elementos finitos

El origen del método de los elementos finitos está en la resolución de problemas gobernados por las ecuaciones diferenciales o integrales dentro del terreno de la ingeniería y de las ciencias aplicadas.

Debido a que los problemas anteriores pueden presentar geometrías o condiciones de contorno tan complejas que hacen imposible la obtención de la solución del análisis se utilizan soluciones numéricas que resuelven las ecuaciones diferenciales.

Concretamente el Método de los Elementos Finitos es una técnica numérica, capaz de resolver problemas de índole muy diversa y como son los de la mecánica de fluidos, de sólidos transmisión de calor, vibraciones, etc.

La filosofía de trabajo está en que se puede dividir el cuerpo de estudio o dominio en elementos pequeños en los que es fácil conocer las propiedades de los puntos mediante las ecuaciones generales de termodinámica, elasticidad, mecánica de fluidos... A partir de los valores de los nodos se podrán aproximar las propiedades en todo el sistema de evaluación, que será un sólido en nuestro caso.

Más específicamente, lo que ocurre es que dentro de cada elemento existen puntos característicos denominados nodos. Estos nodos se ensamblan de forma que se constituye un sistema de ecuaciones donde las incógnitas no son las funciones matemáticas, sino el valor de las mismas en los nodos.

Lo que interesará por lo tanto será refinar la malla, que es el conjunto de elementos, para aumentar la precisión del problema dado que un mayor número de nodos implica una solución con más valores de referencia.

No obstante hay que tener en cuenta dos aspectos a la hora de hacer el refinado de la malla; el primero es la sensibilidad de la malla, la cual llegará a un punto en el que por muy fina que sea no aportará más precisión a la solución, entonces habrá que evaluar dicha sensibilidad de manera que se pueda observar el momento en el que converge a un cierto valor, con un error aceptable. El segundo aspecto es que posiblemente se

desea evaluar la zona o zonas críticas de una pieza por tanto no utilizaremos el mismo tipo de mallado en toda la pieza.

Así pues, el comportamiento de cada elemento lo determinarán los nodos, que son regidos por las funciones de forma. En particular, en un problema de mecánica del sólido, se relacionarán los desplazamientos de los nodos con las deformaciones del elemento que los contiene, de esta forma se puede averiguar la fuerza necesaria para producir dichos desplazamientos o viceversa.

A continuación se van a hipótesis y conceptos básicos de la elasticidad que son de gran utilidad ya que constituyen la base de problemas de la ingeniería más complejos. Las hipótesis básicas de las que se habla son las siguientes:

Estado de tensión plana

Este estado es el que define una estructura en la que una de sus dimensiones, espesor, es mucho menor que las otras dos.

Estado de deformación plana

Este estado es el que define una estructura en la que la dimensión de la longitud es mayor que las otras, con lo cual se puede suponer que las deformaciones serán despreciables en esta dirección.

Además se introducen otras definiciones que permiten el desarrollo de estos ejemplos:

Campo de desplazamientos

Una vez definidas la geometría del sólido y de las cargas de una estructura mediante un estado de tensión o deformación plana, se puede suponer que todas las secciones a lo largo del espesor se deforman en un mismo plano y de manera idéntica. Por lo tanto el problema se simplifica al estudio una sección cualquiera. De esta manera para definir el desplazamiento del sólido bastará definir los desplazamientos de los puntos del *plano xy* mediante el vector correspondiente que será:

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u(x, y) \\ v(x, y) \end{Bmatrix}$$

Siendo $u(x, y)$ y $v(x, y)$ los desplazamientos del punto en las direcciones de los ejes x e y respectivamente.

Campo de deformaciones

Con las ecuaciones de la teoría de la elasticidad se puede obtener el campo de deformaciones a partir del campo de desplazamientos de la siguiente forma:

$$\epsilon_x = \frac{\delta_u}{\delta_x}$$

$$\epsilon_y = \frac{\delta_v}{\delta_y}$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\delta_u}{\delta_y} + \frac{\delta_v}{\delta_x}$$

$$\gamma_{xz} = \gamma_{yz} = 0$$

Aquí hay que precisar que tanto en el caso de deformación como tensión plana, el vector de deformaciones se define como:

$$\epsilon = [\epsilon_x, \epsilon_y, \gamma_{xy}]$$

Esto es así porque en el caso de deformación plana la deformación longitudinal es nula, y en el caso de tensión plana la componente es nula y por tanto no interviene en las ecuaciones de trabajo de deformación al ser aquel nulo.

Campo de tensiones

El vector de tensiones viene definido por:

$$\sigma = [\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}]$$

Matrices de relación entre tensión y deformación

La ecuación constitutiva de la teoría de la elasticidad para un material elástico lineal se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma = \mathbf{D}(\epsilon - \epsilon_0) + \sigma_0$$

No obstante, en lo siguiente se va a simplificar por $\sigma = \mathbf{D} \epsilon$ ya que no se pierde la generalidad. Además en el último paso se sustituir ϵ por $(\epsilon - \epsilon_0)$ y añadir las condiciones de contorno.

De manera que las matrices de elasticidad en el caso de tensión plana y deformación plana quedan respectivamente:

$$\mathbf{D}_{tp} = \begin{pmatrix} \frac{E}{1-\nu^2} & \frac{\nu E}{1-\nu^2} & 0 \\ \frac{\nu E}{1-\nu^2} & \frac{E}{1-\nu^2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E}{2(1-\nu)} \end{pmatrix};$$

$$D_{dp} = \begin{pmatrix} \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} & 0 \\ \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E}{2(1-\nu)} \end{pmatrix}$$

Aproximación mediante elementos finitos.

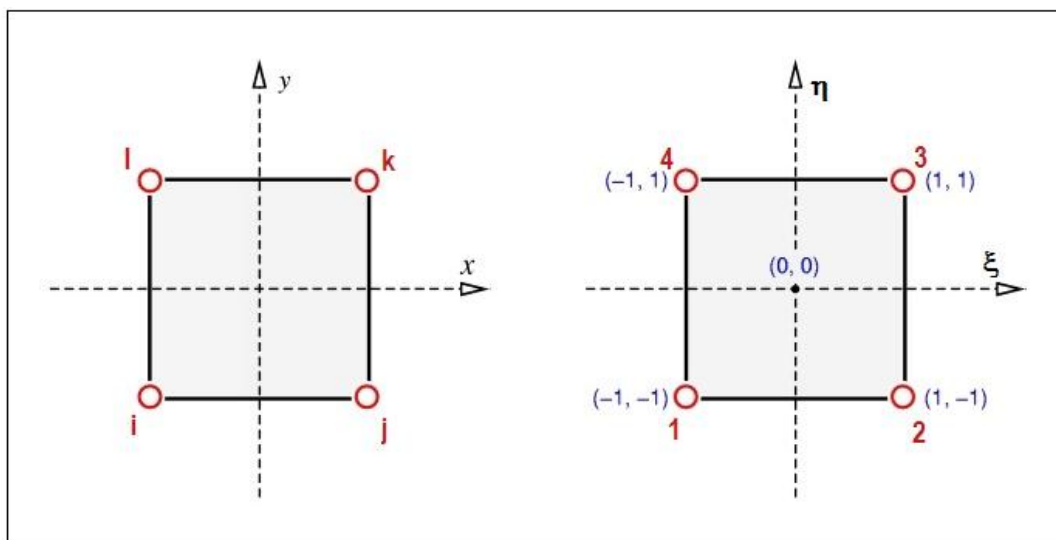


Figura 19: Elemento cuadrilátero de cuatro elementos

A continuación se indica la metodología seguida en el procesado de un problema plano mediante cuadriláteros bidimensionales.

1. Utilizar el principio de trabajos virtuales para el equilibrio
2. Aproximar el desplazamiento u mediante funciones de forma
3. Calcular deformaciones
4. Calcular tensiones
5. Realizar las integrales sobre cada elemento
6. Ensamblar las contribuciones de los elementos para formar las matrices de rigidez y vectores de cargas.
7. Imponer las condiciones de contorno.
8. Resolver las matrices de carga y rigidez resultantes.

Antes de dar más explicaciones de los conceptos o cálculos seguidos en la resolución del problema mediante elementos finitos, hay que detallar en qué consiste este tipo de elementos:

Un elemento cuadrilátero de cuatro nodos, como el que se observa en la Figura 19, se caracteriza por los números de los nodos 1, 2, 3 y 4 y sus coordenadas $(x_1, y_1), (x_2, y_2), (x_3, y_3), (x_4, y_4)$. Los números globales de los nodos i, j, k, l se corresponden con la numeración local 1,2,3,4. Para el cálculo de las matrices de los

elementos se usa la numeración local, mientras que para el ensamblaje se emplea la correspondencia entre locales y globales.

Formulación del principio de los trabajos virtuales.

Se puede establecer el principio de trabajos virtuales sobre un volumen V_e con una frontera S_e como sigue:

$$\int_{V_e} \delta \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\sigma} dV - \int_{V_e} \mathbf{T}_i^n \delta \mathbf{u}_i dS - \int_{S_e} \mathbf{F}_i \delta \mathbf{u}_i dS = 0$$

Que se puede reducir en el caso de elasticidad plana a la siguiente expresión:

$$h_e \int_{\Omega_e} \left(\begin{Bmatrix} \delta e_x \\ \delta e_y \\ 2\delta e_{xy} \end{Bmatrix}^T \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} \right) dxdy - h_e \int_{\Gamma_e} \left(\begin{Bmatrix} \delta u \\ \delta v \end{Bmatrix}^T \begin{Bmatrix} T_x^n \\ T_y^n \end{Bmatrix} \right) ds - h_e \int_{\Omega_e} \left(\begin{Bmatrix} \delta u \\ \delta v \end{Bmatrix}^T \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} \right) dxdy = 0$$

Funciones de forma

Estas funciones se definen para aproximar los desplazamientos del elemento a partir de los desplazamientos de los nodos, que a su vez vienen caracterizados por la siguiente expresión:

$$u(x, y) = c_1 + c_2 x + c_3 y$$

De manera que la expresión que muestra la relación entre los desplazamientos de los nodos con el desplazamiento del elemento es:

$$u = N_1 u_1 + N_2 u_2 + N_3 u_3$$

$$v = N_1 v_1 + N_2 v_2 + N_3 v_3$$

Siendo (u_i, v_i) los desplazamientos horizontal y vertical y N_i la función de forma del nodo i .

Que escrito en forma matricial queda de la siguiente manera:

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \mathbf{N} \boldsymbol{\Delta} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ u_4 \\ v_4 \end{Bmatrix}$$

Las funciones de forma serán aquellas se anulen en todos los nodos excepto uno, que tomará el valor igual a uno:

$$N_1 = \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 - \eta); N_2 = \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 - \eta)$$

$$N_3 = \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 + \eta); N_4 = \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 + \eta)$$

Aproximación de las deformaciones

El cálculo aproximado de las deformaciones se realizará mediante la matriz de deformación que se puede expresar de la siguiente manera:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \approx \sum_i \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ 0 & 0 \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} & \frac{\partial N_i}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \end{Bmatrix} = \mathbf{B} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ u_4 \\ v_4 \end{Bmatrix}$$

Donde \mathbf{B} es la matriz de interpolación de las deformaciones, que puede ser expresado como:

$$\mathbf{B} = \mathbf{PQ}$$

$$= \begin{pmatrix} \partial \xi / \partial x & \partial \eta / \partial x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \partial \xi / \partial y & \partial \eta / \partial y \\ \partial \xi / \partial y & \partial \eta / \partial y & \partial \xi / \partial x & \partial \eta / \partial x \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \partial N_1 / \partial \xi & 0 & \partial N_2 / \partial \xi & 0 & \partial N_3 / \partial \xi & 0 & \partial N_4 / \partial \xi & 0 \\ \partial N_1 / \partial \eta & 0 & \partial N_2 / \partial \eta & 0 & \partial N_3 / \partial \eta & 0 & \partial N_4 / \partial \eta & 0 \\ 0 & \partial N_1 / \partial \xi & 0 & \partial N_2 / \partial \xi & 0 & \partial N_3 / \partial \xi & 0 & \partial N_4 / \partial \xi \\ 0 & \partial N_1 / \partial \eta & 0 & \partial N_2 / \partial \eta & 0 & \partial N_3 / \partial \eta & 0 & \partial N_4 / \partial \eta \end{pmatrix}$$

Aproximación de las tensiones

El campo de tensiones quedará definido por mediante las ecuaciones constitutivas de la elasticidad como se ha explicado anteriormente.

Matrices de rigidez y de cargas

Finalmente, la matriz de rigidez, el vector de fuerzas y el vector de cargas quedan definidos de la siguiente manera:

$$\mathbf{K} = h_e \int_{\Omega_e} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dx dy$$

$$\mathbf{F} = h_e \int_{\Omega_e} \mathbf{N}^T \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} dx dy$$

$$\mathbf{Q} = h_e \int_{\Gamma_e} \mathbf{N}^T \begin{Bmatrix} T_x^n \\ T_y^n \end{Bmatrix} ds$$

La matriz Q implica la integración de las tracciones situadas en el contorno del elemento, que no serán conocidas a priori, pero se considera que las tensiones y las tracciones están en equilibrio interno con lo que el resultado de un elemento cancelará a su opuesto cuando se ensamble el sistema. Para la obtención de estas matrices se utiliza la cuadratura de Gauss como método de integración numérica. También habrá que tomar decisiones del modelizado en cuanto a la variación de tracción ya que ésta puede ser constante, lineal o cuadrática.

3. Estado del arte

3.1 Mercado

En el diseño de muchos elementos de la bicicleta se persigue la optimización de cuatro conceptos fundamentales. El primero de ellos es la rigidez capaz de dar a la estructura un comportamiento estable y deseado. Junto con la rigidez hay que considerar la eficiencia en la transmisión, de manera que se produzcan el mínimo de pérdidas de energía. También hay que tener en cuenta la resistencia de los componentes para que aguanten una determinada carga con los respectivos coeficientes de seguridad. Finalmente hay que considerar la ligereza del conjunto de la bicicleta mediante la reducción de peso de todos los componentes de la bicicleta.

A continuación se hará un recorrido por las distintas soluciones que dan los fabricantes para conseguir esta optimización de la que se ha hablado.

Rotor

La empresa española Rotor Componentes Tecnológicos surge para culminar el desarrollo de un proyecto de un sistema de transmisión de bicicleta en el que se busca sacar provecho del rango de posiciones del pedal para que el ciclista desarrolle la máxima potencia. Con el Rotor System que desarrolló, se consigue minimizar el paso por los puntos muertos gracias a un sistema de biela-contrabiela y una posición excéntrica del plato, véase Figura 20, que permite variar el desfase entre las posiciones angulares de las bielas.

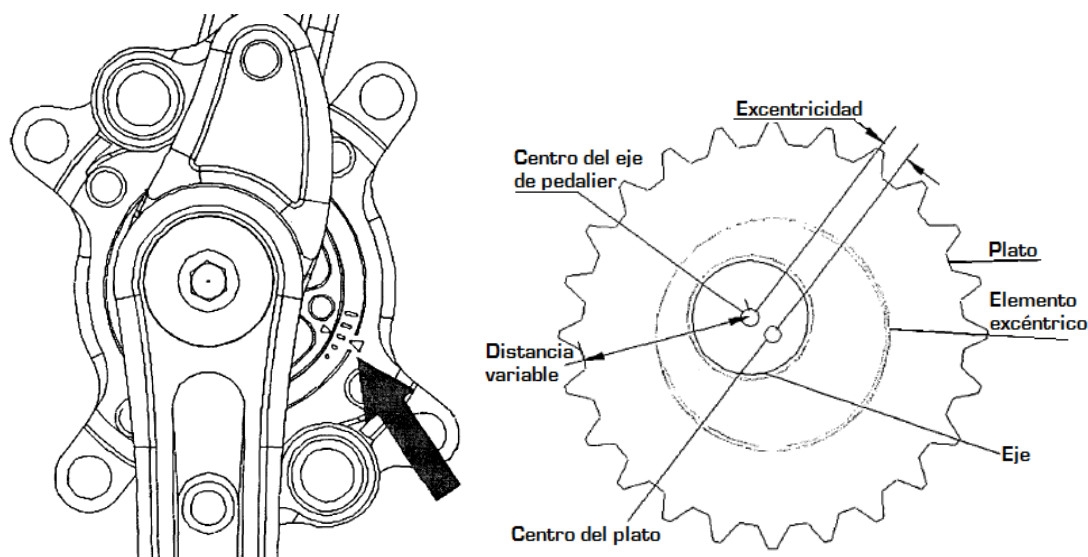


Figura 20: a) Elementos del Rotor Sistem.

b) Esquema de funcionamiento de la excéntrica

En el mercado actual se están construyendo las bielas de última generación intentando optimizar las cualidades dinámicas y de resistencia. Esto se puede ver en las nuevas bielas Rotor 3DF, que se han fabricado mediante una combinación de forja y mecanizado de control numérico. Además utilizan en la producción el sistema de vaciado interno patentado por Rotor, éste es el denominado Trinity Drilling System.

Por otra parte se ha utilizado el eje UBB de 30mm, ya incorporados en el modelo anterior, por su ligereza, rigidez y resistencia. Además este eje es compatible con la mayor parte de cajas de pedalier disponibles.

Campagnolo

Esta firma italiana está dedicada a la fabricación de componentes especializados de bicicleta. Son de hecho los inventores del cambio de marchas tal como se conoce en la actualidad. En las bielas que fabrican, utilizan también una tecnología denominada *Ultra-Hollow Structure (UHS™)* que implica una combinación óptima de ligereza y resistencia.

Igualmente Campagnolo ha desarrollado un eje de pedalier con la tecnología *Ultra-Torque™* que con su junta de dentado Hirth, que se muestra en la Figura 21, situada en el medio del eje de pedalier, consigue una transmisión con pérdidas de energía mínimas. Además los rodamientos se han colocado fuera de la caja de pedalier de manera que se ha conseguido dar mayor diámetro al eje al mismo tiempo que se ha rigidizado el mismo.



Figura 21: Junta Hirth de Campagnolo

Finalmente el fabricante ha optado por unir permanentemente los semiejes de pedalier a los brazos del plato para facilitar el montaje y el mantenimiento del conjunto de pedalier.

Race Face

Este fabricante destaca de sus propios productos el utilizar una tecnología de eliminación de material del núcleo de las bielas para hacer piezas huecas.

La utilización de cromo permite en el eje de pedalier una transmisión óptima a la vez que minimiza el peso del componente, además este material, utilizado en los pedales, evita la salida de la rosca.

En el modelo Next SL también se ha utilizado la tecnología de eliminación del material del interior mediante CNC, además las piezas están fabricadas con una aleación 6Al-4V Titanio BB para una mayor reducción de peso.

En las bielas fabricadas con carbono destaca el bajo peso. Así, especialmente para los modelos diseñados para la bicicleta de montaña, que deben estar caracterizados por una gran rigidez, lo que comporta generalmente un incremento del material que se utiliza aumentando de esta forma el peso de los componentes.

En otros modelos se utilizan ejes de acero, esto significa pasar de los 600 g en las de carbono a 670 g para el modelo fabricado con una aleación 6Al-4V titanio.

Shimano

Con el *Hollowtech II technology*, Shimano consigue una relación óptima entre duración y peso del conjunto de pedalier ya que el hueco que deja en el interior de las bielas permite distribuir el material en aquellas zonas en las que se producen mayores tensiones, quitando material de donde es innecesario.

Por otra parte también ha desarrollado un eje de pedalier integrado en el plato, que consigue colocar los rodamientos fuera de la caja de pedalier con lo que se consigue una mayor rigidez. Estos rodamientos tienen un diámetro de 24mm ya que reduciendo las dimensiones, disminuirá la fricción y el peso de los componentes.

3.2 Patentes

Para completar la búsqueda del estado de la técnica se ha procedido a la búsqueda de patentes relacionadas con los elementos de transmisión de bicicletas.

En esta exploración en el inmenso mundo de las patentes y solicitudes de patentes hemos encontrado un gran número de aplicaciones para el montaje del conjunto de la de las bielas con los ejes de pedalier, o incluso con los platos para que el conjunto sea más practico bien por razones dinámicas o resistentes como de seguridad y mantenimiento.

Otro grupo de patentes que es numeroso y cada vez cobrará mayor importancia, es aquel que permite la implantación de ayudas a la pedalada con motores eléctricos. Estos sistemas tratan de acoplar la energía proporciona el motor con la energía humana que se transmite al pedal. Sin embargo también deben ser dotados con sistemas de control ya que la normativa de bicicletas eléctricas exige que el par entregado por el motor sea proporcional al que es debido al trabajo humano. Además esta normativa exige que se interrumpa la entrega de potencia del motor a partir de una velocidad de 45 km/h.

También se encuentran patentes de complejos sistemas que al igual que las bielas Rotor RSX04 permiten mejorar la biomecánica del ciclista eliminando los puntos muertos o incrementando la relación de transmisión total de la bicicleta en las posiciones del pedal más favorables.

Finalmente se ha encontrado una solicitud de patente relacionada con la fabricación de bielas de bicicleta. En esta solicitud se declara que la inventiva consiste en proporcionar un conjunto de pedalier a la vez ligero, rígido y resistente.

Además este invento permite fabricar las bielas y el eje de pedalier mediante procesos de fabricación optimizados para obtener precios competitivos.

Al realizar esta invención, se han tomado en consideración las tareas de montaje, así como las dimensiones de los cuadros de bicicletas existentes para que las piezas sean compatibles.

Así pues lo que esta solicitud de patente reclama es una serie de ensamblajes formados a partir de dos piezas, denominados eje y biela respectivamente. Estas dos piezas se unen para formar una única pieza que cumple con los requisitos expuestos anteriormente.

En la Figura 22 se muestra el esquema de un ensamblaje.

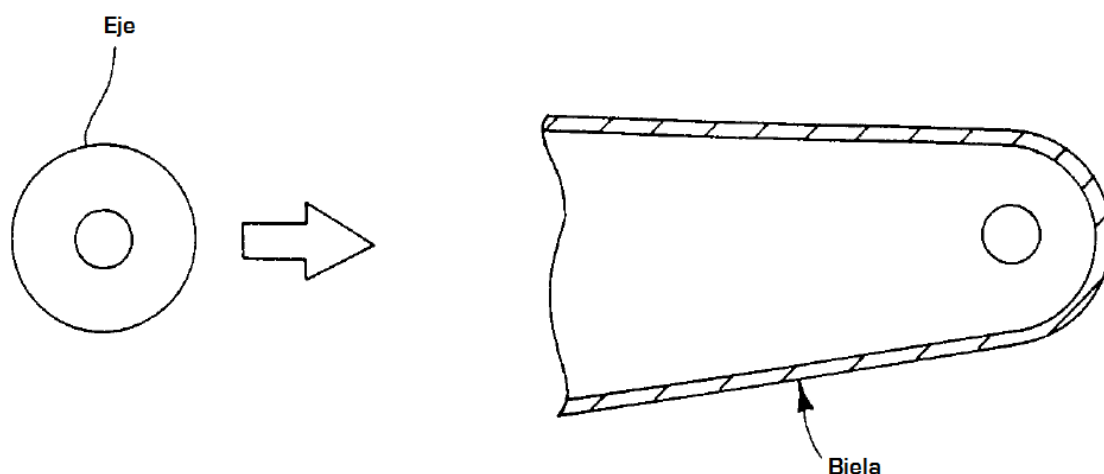


Figura 22: Dibujo de la solicitud de patente

3.3 Artículos

En este apartado se pretende mirar el estado de las investigaciones en temas que son punto de partida de este trabajo.

Los artículos que se han consultado tratan principalmente sobre la propulsión en el ciclismo. Concretamente, M. Gutiérrez expone en su artículo las principales fuerzas de resistencia que aparecen en el ciclismo.

La más importante, con diferencia, es la resistencia aerodinámica, que incrementará con la velocidad. Aunque no está relacionada directamente con la transmisión del movimiento será importante conocer la magnitud de la misma para poder caracterizar el orden de las demás fuerzas que aparecen. Del mismo modo, es interesante conocer la naturaleza de las resistencias, así se podrán ubicar las fuerzas y reacciones que aparecen sobre el conjunto de la bicicleta y el ciclista en los diagramas de cuerpo libre.

Finalmente se hace una evaluación de la eficacia en el pedaleo

En el artículo de *Diseño y construcción de un pedal de bicicleta basado en sensores piezoresistivos para determinar la fuerza resultante* se ha diseñado un sistema capaz

de caracterizar la fuerza instantánea del ciclista, de manera que se puede perfeccionar el rendimiento del ciclista, pero también permite registrar el comportamiento de la resultante de la fuerza que sobre el pedal ejerce el ciclista de manera que se puedan hacer estudios sobre la resistencia de elementos de la bicicleta, como es el caso que nos ocupa.

3.4 Normas

La norma que se ha tratado de verificar en este trabajo es la que se muestra a continuación:

3.4.1 Sistema de transmisión. Ensayo estático de resistencia.

3.4.1.1 Requisitos.

Tras el ensayo descrito en el apartado 3.4.1.2 no deben observarse roturas en ningún componente del sistema de transmisión, y la transmisión debe seguir produciéndose.

3.4.1.2 Metodología de ensayo.

Efectuar el ensayo de carga estática del sistema de transmisión sobre un conjunto que incluye el cuadro, los pedales, el sistema de transmisión, el conjunto de rueda trasera y, en caso necesario, el cambio. Sujetar el cuadro en el plano vertical, manteniendo la rueda trasera para evitar que gire.

3.4.1.3 Sistema de marchas múltiples.

a) efectuar los ensayos del apartado 3.4.1.2 después de configurar la transmisión sobre la velocidad más elevada.

b) se efectúan los ensayos del apartado 3.4.1.2 después de configurar la transmisión sobre la velocidad más baja, pero, si es necesario, con la fuerza máxima F , modificada para corresponder mejor a la relación de transmisión particular.

La fuerza máxima F , debe ser función de la relación de multiplicación más baja, N_c/N_s , donde:

F fuerza aplicada al pedal N ;

N_c número de dientes del plato más pequeño (delante);

N_s número de dientes del piñón más grande (detrás);

Cuando la relación $N_c/N_s \geq 1$, la fuerza F , debe ser de 1500 N, pero si la relación $N_c/N_s < 1$, la fuerza F , debe reducirse proporcionalmente a la relación de multiplicación utilizando la siguiente fórmula:

$$F = 1500 \cdot N_c / N_s$$

3.4.2 Conjunto biela-platos. Ensayos de fatiga.

3.4.2.1 Generalidades.

Se especifican dos tipos de ensayos de fatiga, el primero con las bielas colocadas a 45° respecto a la horizontal para simular las fuerzas debidas al pedaleo y un segundo con las bielas colocadas a 30° respecto a la horizontal para simular las fuerzas

obtenidas cuando el ciclista está de pie sobre los pedales durante los descensos. Los ensayos deben efectuarse sobre conjuntos diferentes.

Si los ejes del pedal son muy cortos para permitir aplicar las fuerzas de ensayo a 65 mm de las caras exteriores de las bielas, deben colocarse extensiones apropiadas sobre los ejes para un correcto ensayo.

3.4.2.2 *Requisitos.*

Tras los ensayos descritos en los apartados 3.4.2.3 y 3.4.2.4, no debe observarse roturas ni fisuras en los ejes de los pedales, las bielas, el eje de pedalier y el plato no debe aflojarse ni separarse de la biela.

Para las bielas de fibras de carbono, la flecha máxima durante la realización del ensayo en los puntos de aplicación de los esfuerzos no debe exceder del 20% del valor inicial.

3.4.2.3 *Metodología de ensayo con las bielas a 45° respecto a la horizontal.*

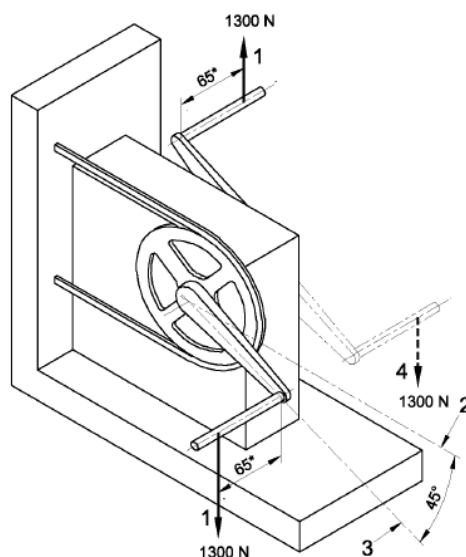
Fijar el conjunto de los ejes del pedal, las dos bielas, el plato (o cualquier otro elemento de transmisión) y el eje de pedalier colocado sobre sus rodamientos, en un dispositivo de fijación equipado de rodamientos equivalentes a los de la caja de pedalier, como se muestra en la Figura 23. Inclinar las bielas a 45° en relación a la horizontal e impedir el giro del conjunto colocando una cadena alrededor del plato, fijada correctamente a un soporte apropiado o, para cualquier otro tipo de transmisión (por ejemplo, transmisión por correa o árbol), bloqueando la primera etapa.

NOTA: Se permite colocar la biela izquierda en cualquier posición de las dos mostradas en la Figura 23, con la condición de que la fuerza se aplique en la dirección apropiada, como se indica en el apartado siguiente.

Aplicar fuerzas dinámicas verticales repetitivas de 1800 N alternando entre ambos ejes a una distancia de 65 mm de la cara exterior de cada biela (como se muestra en la Figura 23) durante 50000 ciclos (un ciclo de ensayo consiste en la aplicación de dos fuerzas). El sentido de aplicación de la fuerza debe ser descendente sobre la biela derecha y ascendente sobre la izquierda para bielas rígidas hacia atrás o descendente para bielas rígidas hacia adelante. Durante la aplicación de estas fuerzas, asegurar que la fuerza sobre el eje del pedal descienda al 5% o menos de la fuerza máxima antes de comenzar a aplicar la fuerza de ensayo al otro pedal.

La frecuencia máxima de ensayo debe ser 25 Hz.

Medidas en milímetros



Leyenda

- 1 Fuerza de ensayo repetitiva
- 2 Eje horizontal
- 3 Eje de la biela
- 4 Montaje alternativo para la biela izquierda
- * Desde la cara exterior de la biela

Figura 23: Conjunto biela: ensayo de fatiga a 45°

3.4.2.4 Metodología de ensayo con las bielas a 30° respecto a la horizontal.

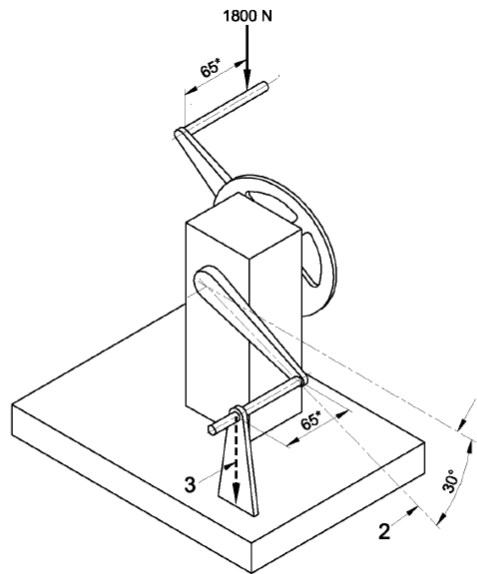
Fijar el conjunto descrito en el apartado anterior a un dispositivo de fijación con cojinetes similares a los de la caja de pedalier (Figura 24). Inclinar las bielas a 30° respecto a la horizontal.

Fijar la biela derecha a la base de la máquina de ensayo.

Aplicar una fuerza dinámica vertical repetitiva descendente de 1800 N al eje del pedal de la biela derecha a una distancia de 65 mm de la cara exterior de la biela durante 50000 ciclos.

La frecuencia máxima de ensayo debe ser de 25 Hz.

Medidas en milímetros



Leyenda

- 1 Eje horizontal.
- 2 Eje de la biela
- 3 Fuerza de reacción (igual y opuesta a la fuerza de ensayo)
- * Desde la cara exterior de la biela

Figura 24: Conjunto biela: ensayo de fatiga a 30°

4. Modelización del conjunto

4.1 Metodología utilizada

En este trabajo se pretende determinar el estado de tensiones y deformaciones al que está sometido el conjunto del eje de pedalier con las bielas cuando se le aplica el ensayo descrito por la norma CEN EN14781:2005.

Para ello se parte de un conjunto real que hay que medir para poderlo dibujarlo en un programa de CAD (Computer-Aided Design), que en el presente trabajo será Solid Edge. En este trabajo se ha dividido el conjunto en dos piezas; la primera está formada por la araña y la biela derecha y la segunda pieza está formada por el eje de pedalier y la biela izquierda. En la Figura 25 se muestran estas dos piezas con un tono de color distinto.

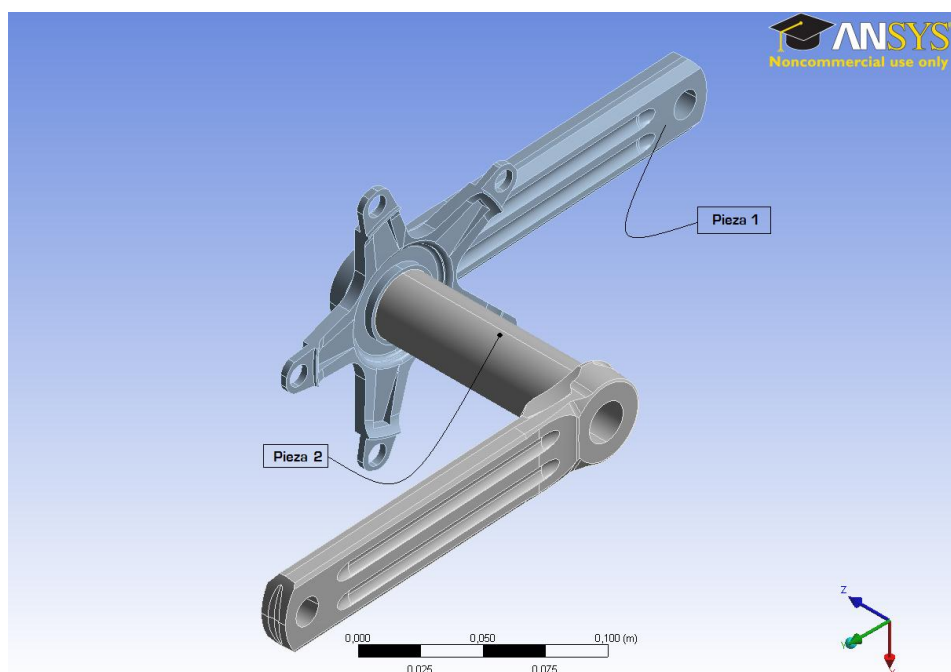


Figura 25: Piezas del conjunto

Una vez terminadas ambas piezas se ensamblan con el módulo de conjunto del Solid Edge. Después de ensamblar las piezas, el conjunto ya está listo para ser abierto por el programa de elementos finitos Ansys, que es el que se utiliza en este trabajo. Para hacer esto es necesario haber guardado la el conjunto en una extensión que permita la importación en el Ansys Workbench.

En el programa Workbench lo primero que se hace es definir las propiedades ingenieriles que van a definir el modelo que se va someter a análisis. En el caso que nos ocupa tenemos un aluminio de la serie 7000 con un tratamiento térmico que hace un material de gran resistencia, con las propiedades mecánicas que se muestran en la Tabla 5. Estos datos hay que añadirlos al programa puesto que el material en concreto no está dentro de la lista de materiales incluidos.

Aluminio 7075 T6				
Densidad [kg/m ³]	Módulo de Young [GPa]	Límite de rotura [MPa]	Límite elástico [MPa]	Coefficiente de dilatación térmica [1/°C]
2800	72	540	480	23,5

Tabla 5: Propiedades aluminio 7075 T6

El paso siguiente es adjuntar la geometría del Solid Edge que habrá que importar desde Worbench en la extensión .igs, que consisten importar un conjunto de puntos con sus coordenadas de manera que se pueda reconstruir la geometría en el programa de elementos finitos.

Sin embargo, esto no exime el hecho de acabar de definir las conexiones entre las piezas, que hay que comprender bien físicamente primero, con tal de no cometer errores a la hora de definir las relaciones entre las distintas piezas.

A continuación habrá que crear el mallado de la pieza. Este mallado tiene que ser más fino en aquellas zonas más críticas o en aquellas que se desee conocer las el estado de tensiones o deformaciones de la pieza. En la Figura 26 se puede observar cómo en las hendiduras de la biela la malla es más densa. También hay que tener en cuenta que al trabajar en la versión académica de Ansys el número de elementos está limitado, así que se tratará de estar en este límite.

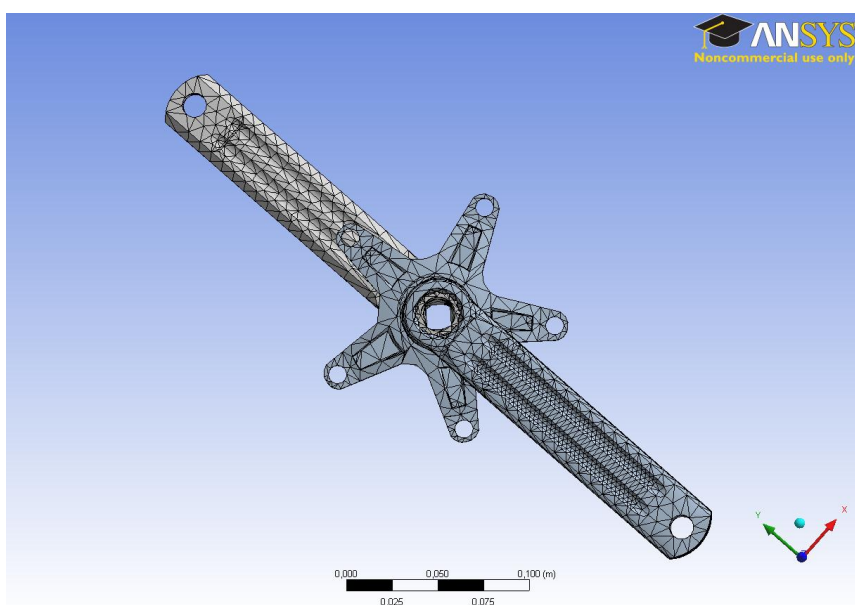


Figura 26: Mallado del conjunto

Después de mallar el conjunto han de definirse las condiciones de contorno, que dependerán del tipo de ensayo que estemos realizando. En los ensayos que se han realizado se han definido las zonas de apoyo de los rodamientos como soportes sin fricción. En la Figura 27 se pueden ver estas zonas marcadas con las etiquetas A y D.

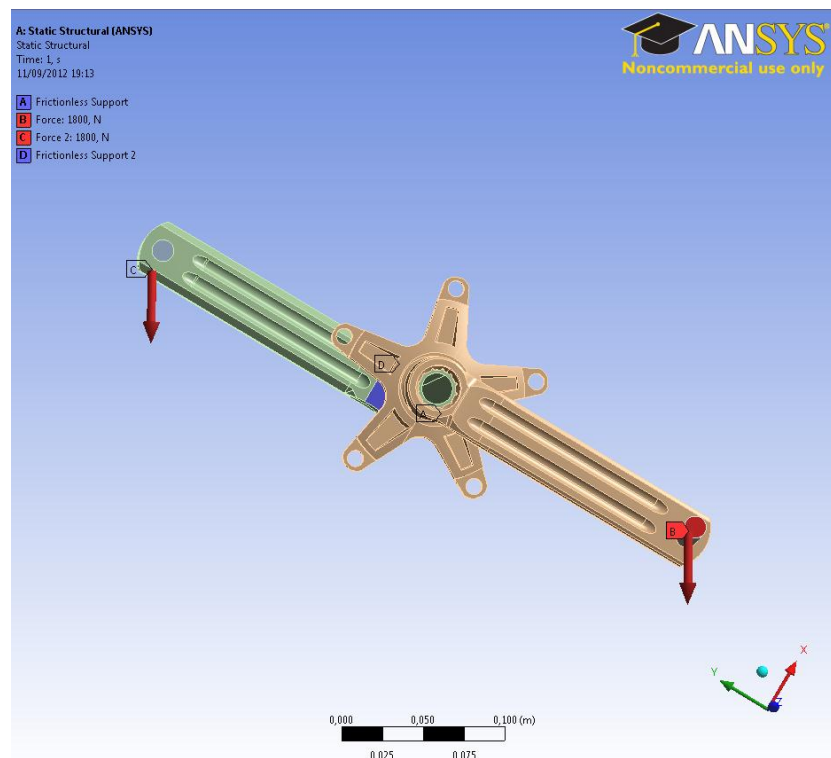


Figura 27: Condiciones de contorno en el conjunto.

Para insertar las fuerzas se vio que la mejor manera era mediante una fuerza remota ya que de esta manera se disminuía el número de piezas del conjunto. Además se evita el mallado de piezas prescindibles, ya que no estamos interesados en el comportamiento de los ejes rígidos mediante los cuales se aplica la fuerza.

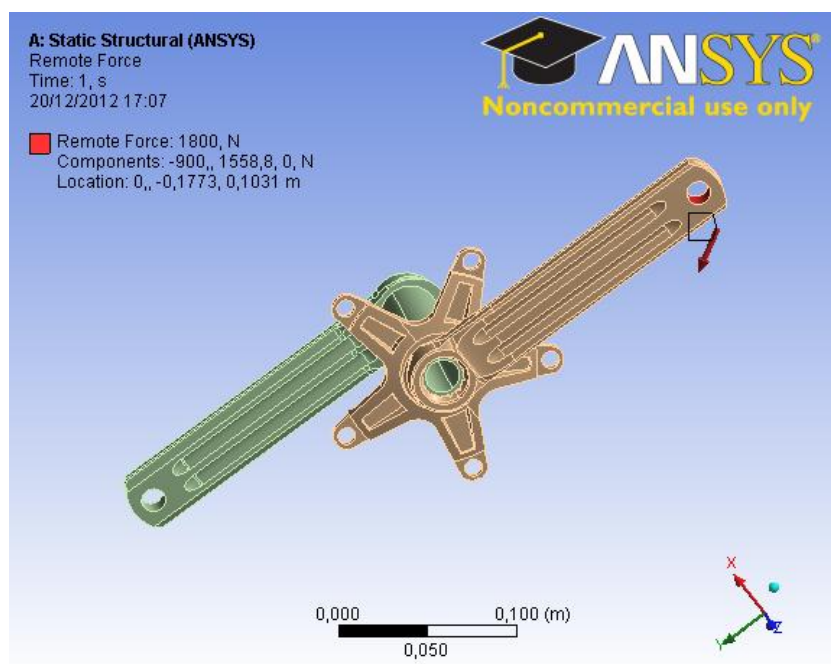


Figura 28: Ubicación de las fuerzas en el conjunto de pedalier

Otro aspecto que debe tenerse en cuenta en este apartado es que para modificar la posición angular en los experimentos basta con cambiar las componentes de la fuerza tal como se puede apreciar en la Figura 28, donde puede verse que el módulo de la fuerza es 1800 N, pero que forma un ángulo de 30° con la vertical ya que sus componentes en X e Y son -900 N y 1558,8 N respectivamente.

Por último se lanza el programa para obtener una solución de acuerdo a las condiciones planteadas. De esta manera se obtienen los resultados de las distintas variables que deseamos conocer.

4.2 Programa Solid Edge

Solid Edge es un programa de diseño asistido por ordenador (CAD) para el modelado de conjuntos y piezas así como para la creación de planos.

El programa está dividido en 5 entornos que se usarán según las necesidades del proyectista. Estos son Pieza, conjunto, Chapa, Soldadura y Plano.

Para la elaboración de este trabajo se ha utilizado el entorno de pieza ya que se trata de modelizar una o varias piezas sólidas. Dentro del entorno pieza se ha trabajado bastante, especialmente al principio, en el entorno boceto ya que permite guardar estos elementos sin tener que cumplir las restricciones que podrían tener una protrusión o un vaciado. Además el boceto facilita la elaboración de trazados más complejos, en los que es necesario hacer geometrías de referencia. También permite dibujar los distintos contornos en un mismo plano para luego hacer las protrusiones o vaciados necesarios.

En el desarrollo de estas piezas se han utilizado protrusiones por proyección, principalmente desde bocetos. Para conformar las distintas superficies exteriores de las piezas se han utilizado varios tipos de vaciado entre los cuales están el vaciado por revolución, vaciado por secciones y vaciado por barrido. También se ha tenido tomado en consideración la utilización de redondeos con tal de evitar concentraciones inexistentes en la pieza real. Como detalle se han utilizado operaciones de desmoldeo para afinar la geometría de las extremidades de la araña.

En módulo de conjunto se ha utilizado para ensamblar la pieza imponiendo las restricciones necesarias para cumplir con la geometría de la pieza, esto es; insertar el eje nervado el pedalier en el cubo de la araña coincidiendo las superficies adyacentes. En el ensamblado también se colocaron ambas bielas en la misma dirección pero sentidos opuestos.

4.3 Programa Ansys Workbench

Ansys es un potente software de cálculo por elementos finitos utilizado para el cálculo de resistencia de estructuras, análisis de vibraciones, análisis térmico, eléctrico, en estado estacionario o transitorio, análisis magnético...

Ansys Workbench es la interfaz visual de Ansys que permite al usuario crear y simular proyectos de una forma más sencilla ya que la visualización de la pieza es más intuitiva porque permite interactuar directamente sobre la misma pieza para definir

fuerzas, restricciones, condiciones de contorno. También en otros aspectos como en la definición del mallado resulta más mecánico, ya que existen opciones para mallar las piezas automáticamente. Sin embargo esto es una espada de doble filo porque por una parte permite realizar simulaciones más rápidas pero a costa de perder el control sobre el tipo de elemento que se está usando y esto puede llevar a resultados totalmente erróneos con una apariencia de solución acertada.

4.3.1 Proceso para la creación de una simulación en Workbench

Estos pasos que se muestran a continuación son los necesarios para llevar a cabo una simulación en el programa Workbench. De todos modos el mismo programa facilita el seguir un orden para cumplir con todos los apartados.

4.3.1.1 Definición de datos ingenieriles

Como el comportamiento de una pieza vendrá dado por el material de la misma, habrá que definir en primer lugar los materiales disponibles para aplicar a la pieza. Para ello se dispone de una biblioteca de materiales pero también es posible definir nuevos materiales. Además, estos materiales, tendrán características que podrán ser seleccionadas en este apartado. Tenemos por ejemplo que los materiales pueden tener comportamiento lineal o no, también pueden tener dependencia de la temperatura, pueden ser isotrópicos u ortotrópicos.

4.3.1.2 Adjuntar geometría

Para adjuntar una geometría la aplicación mecánica existen dos posibilidades:

- Usar la aplicación *DesignModeler* de Workbench ya que no es posible la creación de geometrías en la aplicación mecánica.
- Importar una geometría realizada con alguno de los programas compatibles de CAD compatibles con Workbench.

Para importar la geometría desde cualquiera de las posibilidades anteriores existen varias opciones que permiten elegir entre importar cuerpos sólidos, cuerpos de superficies, cuerpos de líneas, parámetros, selecciones... De esta forma es posible la asociación de CAD, la importación de sistemas de coordenadas e incluso la importación de conjuntos de distintas partes ensamblados a partir de una unión de piezas de distintas medidas.

4.3.1.3 Definir el comportamiento de la pieza

Una vez adjuntada la pieza se pueden modificar los ajustes relacionados con el comportamiento de la pieza pinchando sobre ella con el botón derecho.

Pero hay que tener en cuenta que la aplicación mecánica utiliza un sistema de análisis que evitará que el comportamiento sea incompatible con aquellas cargas, condiciones de contorno... que impidan el análisis global de los resultados.

4.3.1.3.1 Comportamiento de rigidez.

Una de las características modificables en las piezas es el comportamiento de rigidez, pudiendo ser rígido o flexible.

Al elegir el comportamiento de una pieza como rígido se reduce el tiempo de solución puesto que ésta se simplifica como una masa simple. Así pues, una pieza rígida necesitará únicamente datos sobre la densidad del material, y si esta es dependiente de la temperatura entonces se evaluará en la temperatura de referencia.

4.3.1.3.2 Sistema de coordenadas

El sistema de coordenadas es un objeto que es unido intrínsecamente a la pieza. Cuando ésta es importada se le asocia un sistema de coordenadas en el punto (0,0,0) por defecto.

Además se puede añadir un sistema de coordenadas local.

4.3.1.3.3 Temperatura de Referencia

La temperatura de referencia se toma como la del ambiente, que la opción por defecto, o se especifica un valor determinado, lo que implica que el cuerpo va a estar a esa temperatura. También puede incluir una temperatura de referencia al cuerpo, pero hay que recordar que la temperatura real viene determinada por el ambiente.

4.3.1.4 Asignar propiedades materiales.

Después de adjuntar una geometría, se puede elegir de qué material va a ser la pieza del ensayo en la lista desplegable que aparece al seleccionar una pieza en el *outline tree*. Los materiales que aparecen son los que han sido incluidos o editados en el módulo de *Engineering Data*.

4.3.1.5 Definir conexiones

Entre las conexiones se puede encontrar regiones de contacto, juntas, muelles o vigas. Estos elementos resultan determinantes ya que el análisis explícito utiliza las interacciones de cuerpos.

Las condiciones de contacto se encuentran allí donde se juntan los cuerpos. Cuando un conjunto es importado de un programa de CAD las zonas de contacto entre las partes se detectan automáticamente, pero además se puede modificar manualmente las regiones de contacto. En estas regiones de contacto se puede transmitir esfuerzos, cargas térmicas, flujos, etc.

Cuando las regiones de contacto están establecidas se pueden comprobar las condiciones iniciales del conjunto y modificar los ajustes globales antes de efectuar la carga.

Las juntas se suponen como una unión que controla el movimiento relativo entre dos cuerpos. También se puede definir un muelle para conectar dos piezas entre sí o con el elemento de referencia suelo.

4.3.1.6 Aplicar controles de mallado y previsualización de la malla

El mallado sirve para discretizar el modelo geométrico en elementos y nodos. A este mallado se le insertarán las propiedades del material en cada uno de los nodos y de esta manera se podrá obtener la rigidez y distribución de masa de la estructura.

En Ansys Workbench, el modelo se mallará automáticamente en la solución del mismo. Este mallado se realizará en función de las dimensiones de la geometría misma, la curvatura del cuerpo y la complejidad de la pieza. De todos modos, se pueden controlar los parámetros de las dimensiones y formas de los elementos del mallado así como previsualizarlo antes de la resolución del modelo.

4.3.1.7 Establecer ajustes de análisis

Existen una serie de ajustes que permiten personalizar cada análisis según la solución que se quiera obtener. Estos ajustes son por ejemplo sólidos con gran deflexión para el análisis de tensiones.

4.3.1.8 Definir condiciones iniciales

En los problemas de elementos finitos es necesaria la elección de las condiciones iniciales para la su resolución, pero éstas dependerán del tipo de problema del que se trate. Workbench da la posibilidad de empezar el análisis con algún entorno existente resuelto.

4.3.1.9 Aplicar cargas y apoyos

Las cargas aplicadas en el tipo de análisis *Static Structural* pueden producirse de forma progresiva dependiendo linealmente del tiempo o de manera constante. Esto puede controlarse mediante la creación de *steps*. Por defecto solamente existe un *step*, pero se pueden introducir más para controlar los incrementos de tiempo o carga. Esto se puede llevar a cabo introduciendo una tabla con todos los datos o con funciones que definan el comportamiento de los incrementos de tiempo y de carga.

4.3.1.10 Resolver

En este apartado se llevará a cabo la solución del problema descrito en los pasos anteriores. Al tratarse de un proceso de gran coste computacional, especialmente en casos estacionarios o problemas con elevado número de nodos y elementos, éste puede resolverse en el mismo ordenador o en una máquina a distancia mediante el *Remote Solve Manager*.

En este *step* la información estará en la carpeta *Solution* donde se podrá ver la salida del *solver* verdadera, gráficos sobre criterios de convergencia para problemas no lineales, se podrá diagnosticar los motivos por los que se tienen problemas en la convergencia mediante los residuales de Newton-Raphson.

4.3.1.11 Resumen de resultados

Este módulo permite examinar los resultados después de solucionar el problema de elementos finitos.

A continuación se muestran algunas configuraciones para visualizar los resultados:

- *Contour result*: Muestra el contorno de la geometría de colores según el valor del resultado; tensiones por ejemplo.
- *Vector plots*: Muestra el resultado en forma vectorial de algunos puntos.
- *Probes*: Permite obtener el resultado de puntos en concreto tanto en un momento puntual como su variación a lo largo del tiempo.



- *Stress tool*: Con esta herramienta se puede evaluar un diseño teniendo en cuenta diversas teorías de fallo.
- *Fatigue tool*: Se usa para determinar la vida de una pieza.
- *Contact tool*: Sirve para revisar las regiones de contacto en ensambles complejos.

5. Análisis de resultados

5.1 Resultados de Ansys Workbench

A continuación se reproducen los resultados que se han obtenido al someter la pieza considerada a unas cargas determinadas por las normas que afectan a la fabricación de bicicletas. Pero además de las disposiciones que se describen en la norma, se han probado otros ángulos para ver la evolución de las tensiones durante la pedalada. Para facilitar el análisis de los resultados, éstos se han dividido de la siguiente manera: El primer ensayo corresponde al ensayo con el plato empotrado, que en la norma indica que debe realizarse con un ángulo de 45° en cada una de las bielas. Aquí lo que se ha hecho es separar los resultados de la biela izquierda de la derecha (que es sobre la cual se monta el plato). En adelante se les denominará también como ensayo tipo A y tipo B respectivamente. Lo que en adelante denominaremos ensayo tipo C difiere ligeramente del ensayo real; la razón es muy sencilla; si se empotra la biela en la zona de la tuerca, en lugar del pedal, o mejor dicho, en la zona en la que extremo de la barra que sustituye al pedal en los ensayos, entonces se podrán analizar las diferencias entre lo que pasa en la biela izquierda y lo que pasa en la derecha por efecto del momento producido por la distancia de aplicación de la fuerza que es la longitud de la barra.

5.1.1 Ensayo tipo plato empotrado

5.1.1.1 Biela derecha

5.1.1.1.1 Ángulo respecto de la vertical 30°

Tensiones

En la Figura 29 se puede observar la distribución de tensiones de la biela cuando se le aplica una carga de 1800 N y fijando el ángulo de inclinación a 30° con el origen de ángulos en el punto muerto superior y en sentido horario.

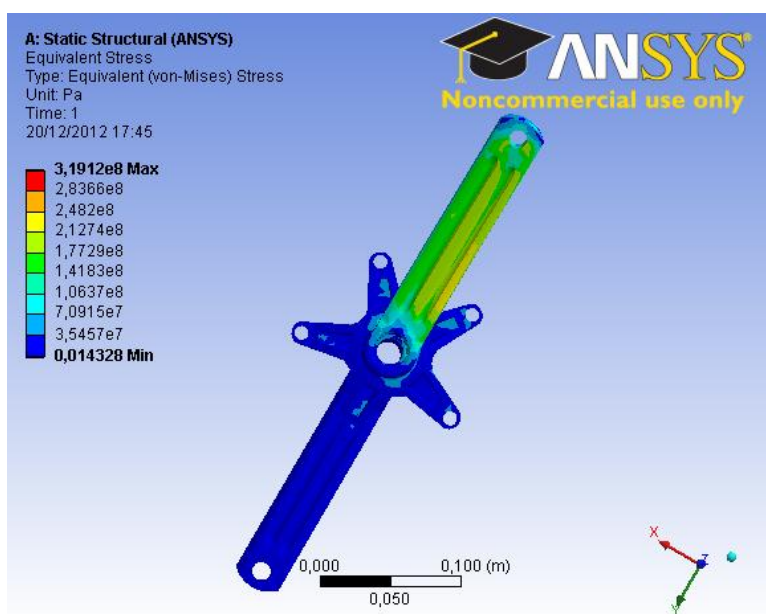


Figura 29: Anverso biela a 30° ensayo tensiones tipo A

En la Figura 30 se ha capturado el reverso de la biela que es donde se hallan las tensiones críticas. Se observa cómo se concentran las tensiones en la zona coloreada en rojo.

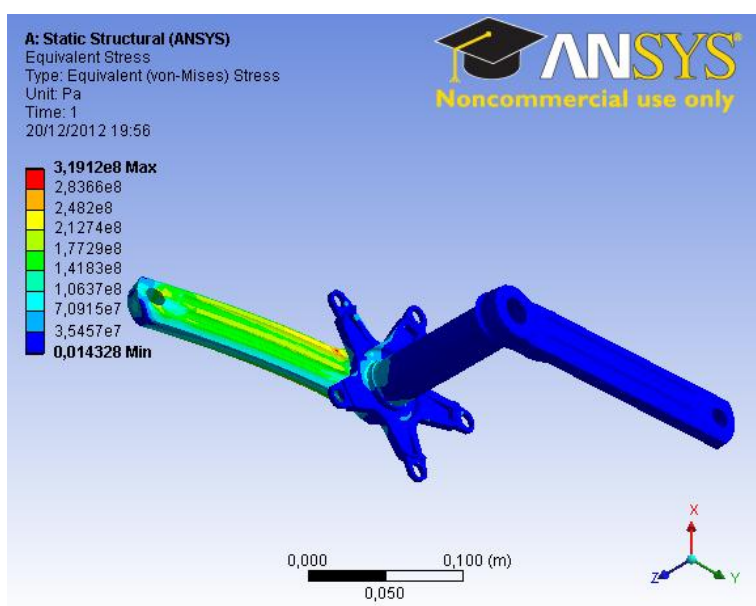


Figura 30: Reverso biela a 30° ensayo tensiones tipo A

Deformaciones

El campo de deformaciones que se observa en la Figura 31 es básicamente el mismo que el de las tensiones pero dividido por una constante que es el módulo elástico del material.

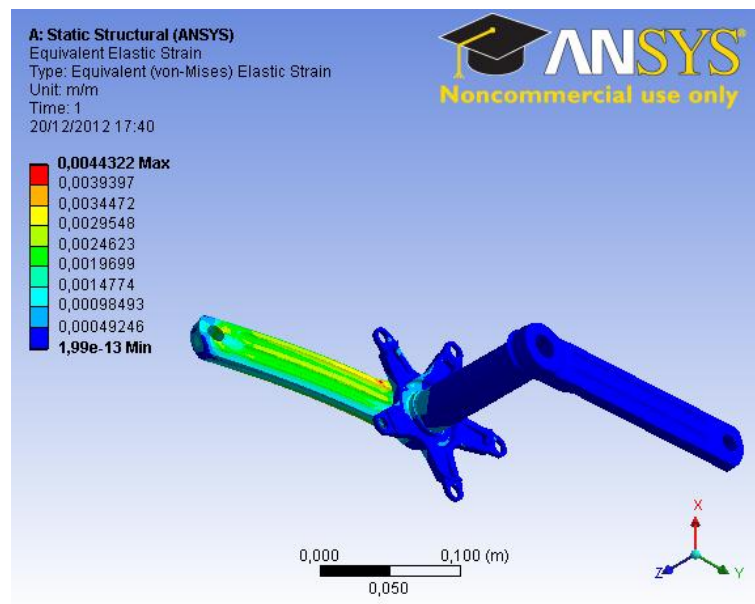


Figura 31: Biela a 30° ensayo deformaciones tipo A

5.1.1.1.2 Ángulo respecto de la vertical 45°

Tensiones

En la Figura 32 se observa una distribución de tensiones similar a la configuración de la fuerza a 30°.

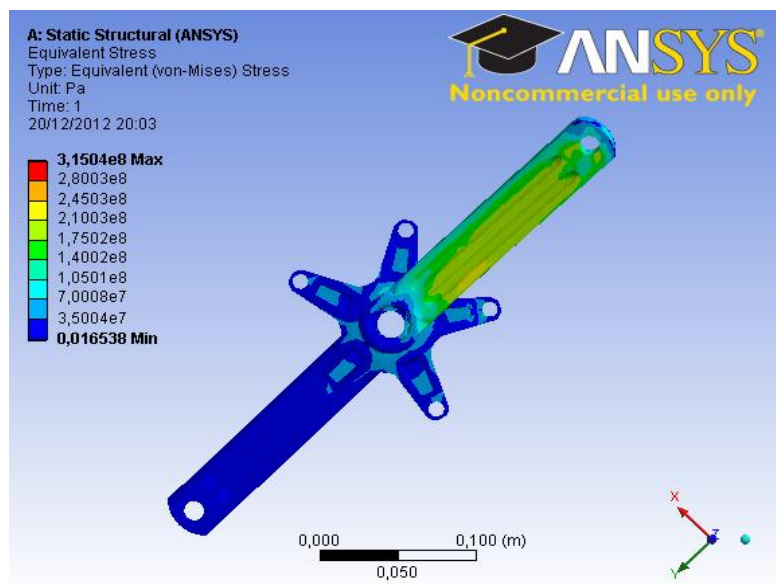


Figura 32: Anverso biela a 45° ensayo tensiones tipo A

En cambio en la Figura 33 se intuye una mayor concentración de tensiones en la parte superior de la zona próxima al eje de pedalier.

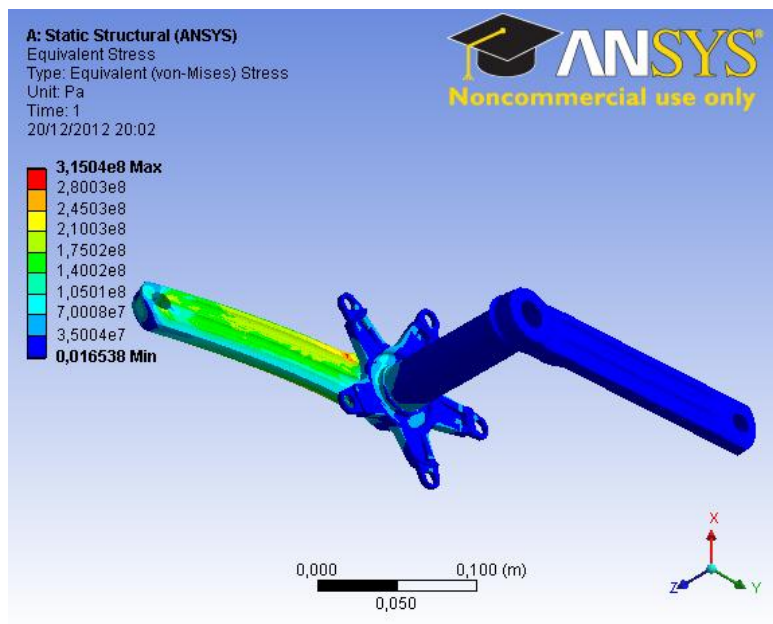


Figura 33: Reverso biela a 45° ensayo tensiones tipo A

Deformaciones

En la Figura 34 se puede comprobar la deformación causada por el momento en el eje Z causado por la distancia que separa la biela del punto de aplicación de la fuerza en el pedal.

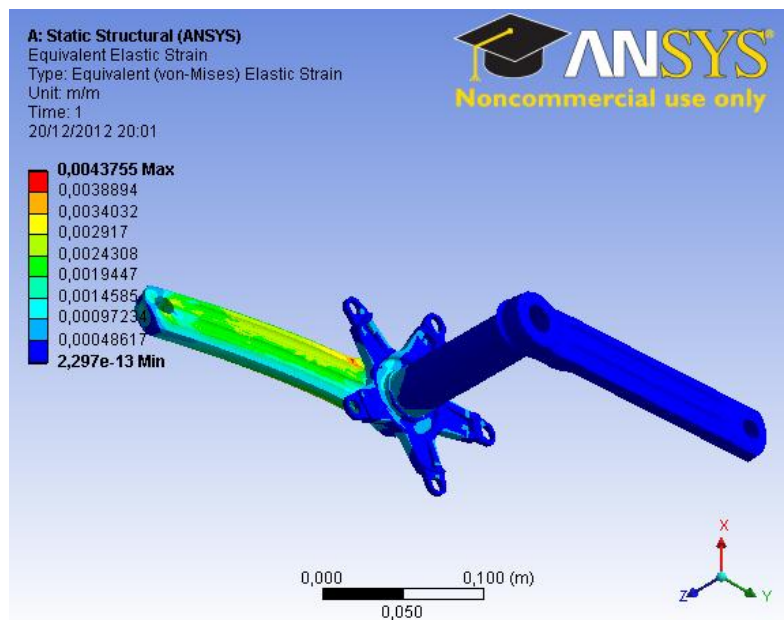


Figura 34: Biela a 45° ensayo deformaciones tipo A

5.1.1.1.3 Ángulo respecto de la vertical 60°

Tensiones

En la Figura 35 destaca la aparición del color azul claro en la araña, que es la pieza sobre la que se fija el plato. Con esto se puede precisar el nivel de tensiones en la misma, ya que al tener una tensión máxima más baja, los intervalos de la escala de colores, son más reducidos.

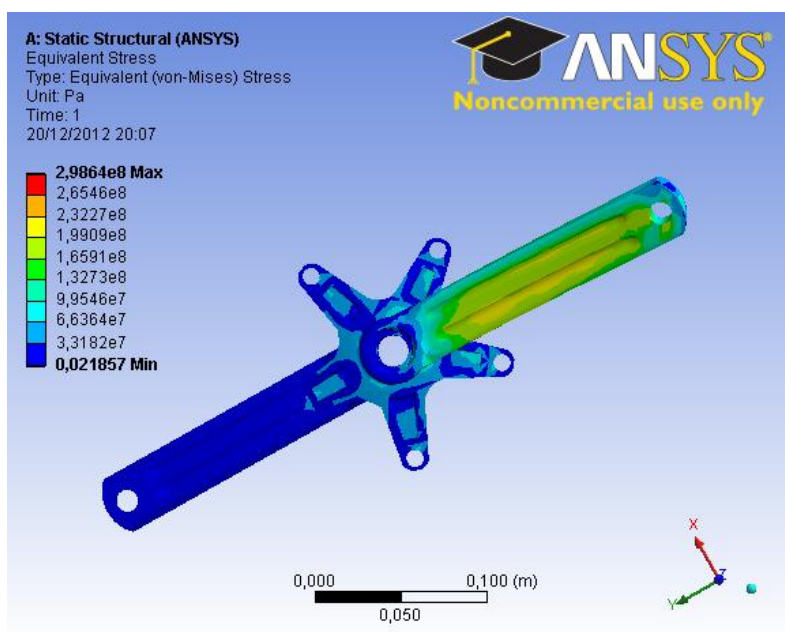


Figura 35: Anverso biela a 60° ensayo tensiones tipo A

Lo mismo ocurre en las hendiduras de la parte posterior de la biela, que en la Figura 36 están de color amarillo.

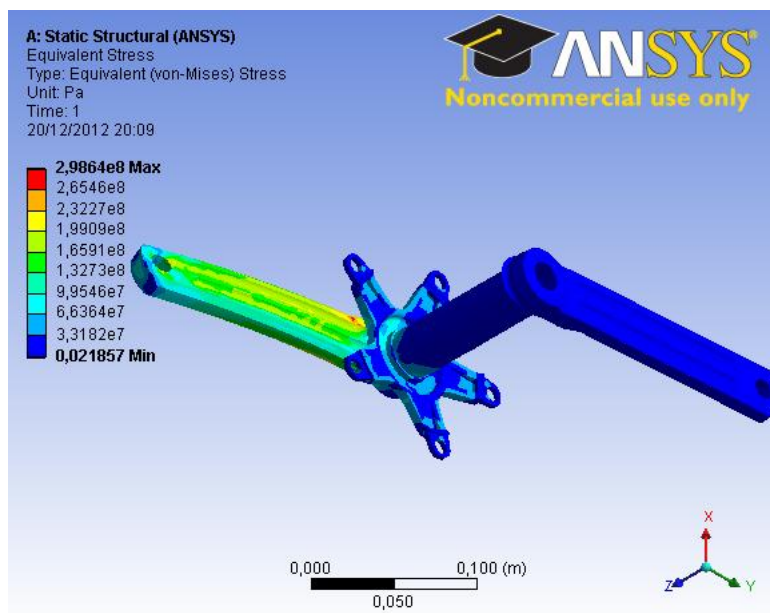


Figura 36: Reverso biela a 60° ensayo tensiones tipo A

Deformaciones

En la Figura 37 se observa como sigue aumentando la torsión alrededor del eje z ya que la componente de torsión de la fuerza sobre el eje Z aumenta hasta llegar que la biela se posiciona con un ángulo de 90° respecto a la vertical.

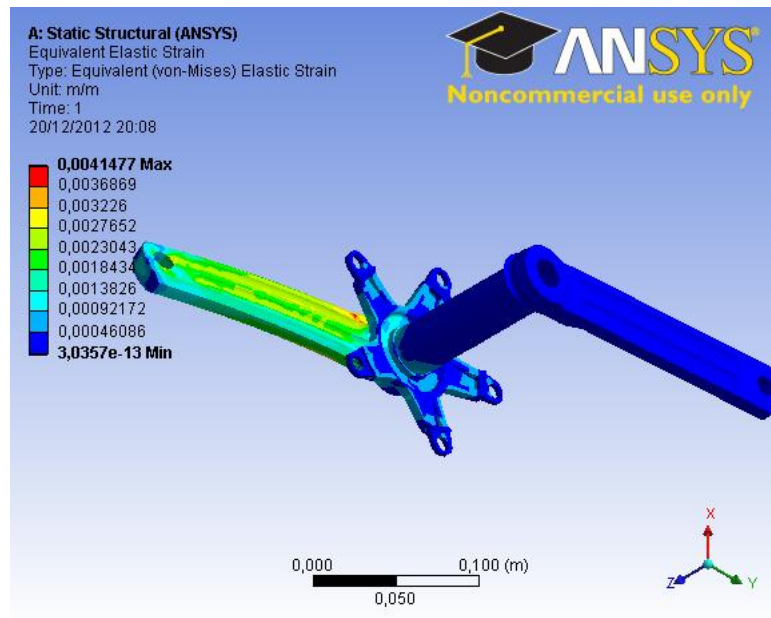


Figura 37: Biela a 60° ensayo deformaciones tipo A

5.1.1.1.4 Ángulo respecto de la vertical 90°

Tensiones

En la Figura 38 resulta muy evidente la distribución de tensiones en las hendiduras de la biela ya que se las máximas se alcanzan en éstas.

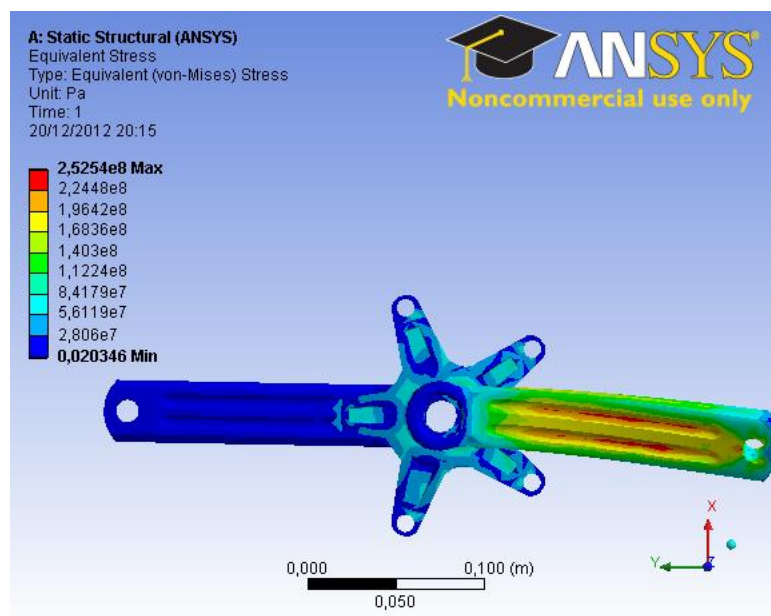


Figura 38: Anverso biela a 90° ensayo tensiones tipo A

La respuesta de porqué se alcanza las tensiones máximas en la zona mencionada, aparece en la Figura 39, ya que prácticamente ha desaparecido la concentración de tensiones en la zona anteriormente mencionada, pero de forma bastante simétrica existen tensiones similares en la parte inferior de la zona cercana al eje de pedalier.

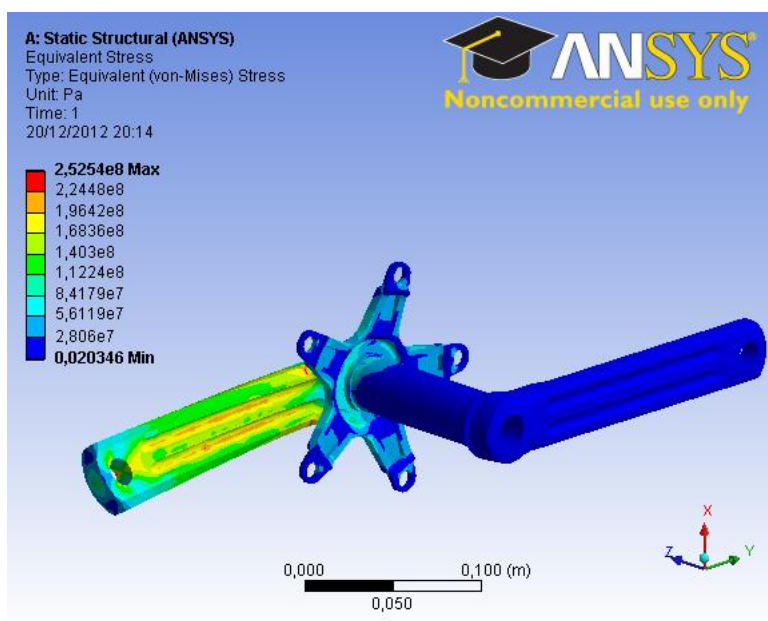


Figura 39: Reverso biela a 90° ensayo tensiones tipo A

Deformaciones

En la Figura 40 se observa la máxima torsión de la biela alrededor del eje z, ya que la fuerza aplicada no ejerce momento sobre el eje perpendicular al eje longitudinal de la biela.

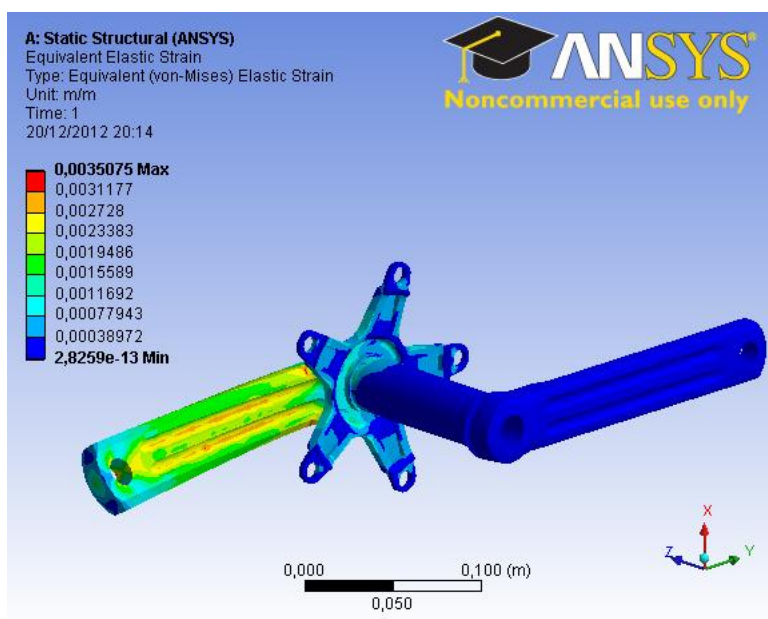


Figura 40: Biela a 90° ensayo deformaciones tipo A

5.1.1.1.5 Ángulo respecto de la vertical 120°

Tensiones

A partir de una inclinación de 90° las tensiones se empiezan a desplazar hacia la parte superior de la biela como se muestra en la Figura 41.

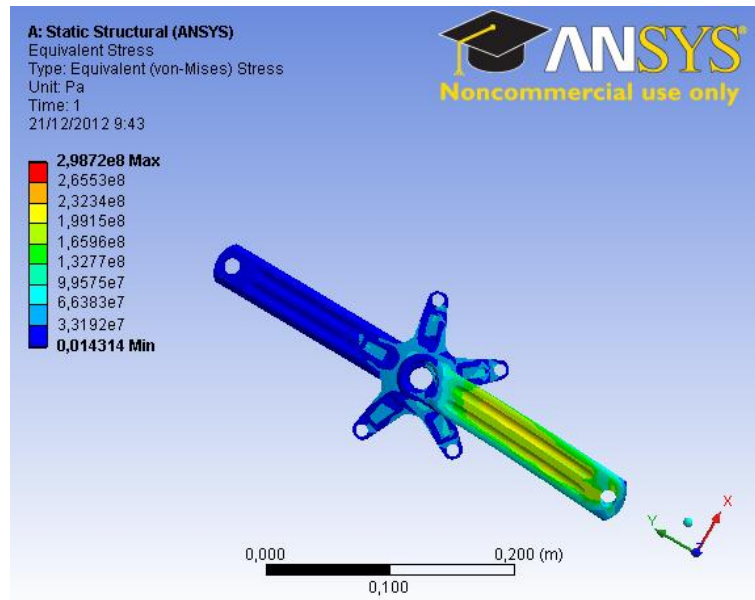


Figura 41: Anverso biela a 120° ensayo tensiones tipo A

También en el reverso de la biela se han desplazado las tensiones críticas hacia la parte cóncava de la biela que constituye la transición entre la superficie extruida y la superficie de revolución que conecta con la araña. Véase la Figura 42.

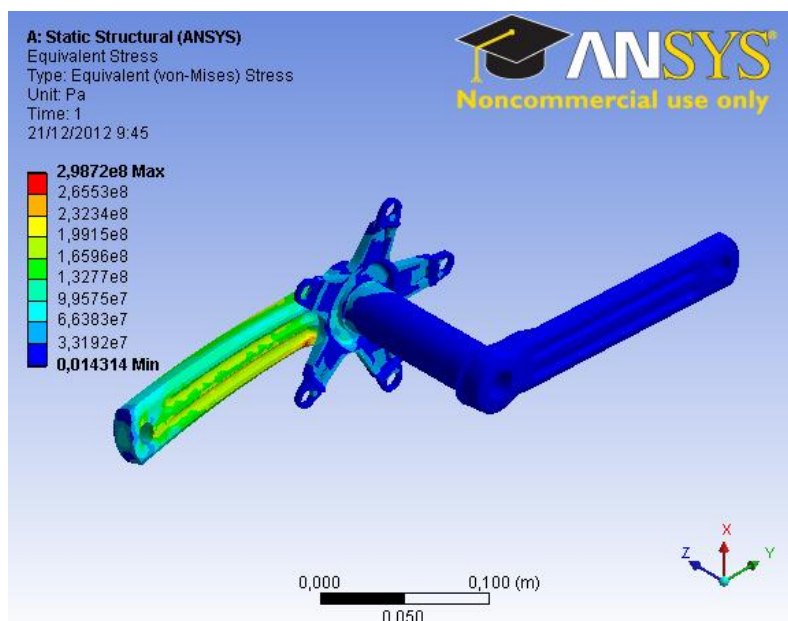


Figura 42: Reverso biela a 120° ensayo tensiones tipo A

Deformaciones

En la Figura 43 se puede comprobar un comportamiento bastante simétrico respecto a la posición horizontal, es decir, que las deformaciones en la biela a 120° son como las de la que está inclinada 60° con origen de ángulos en la vertical.

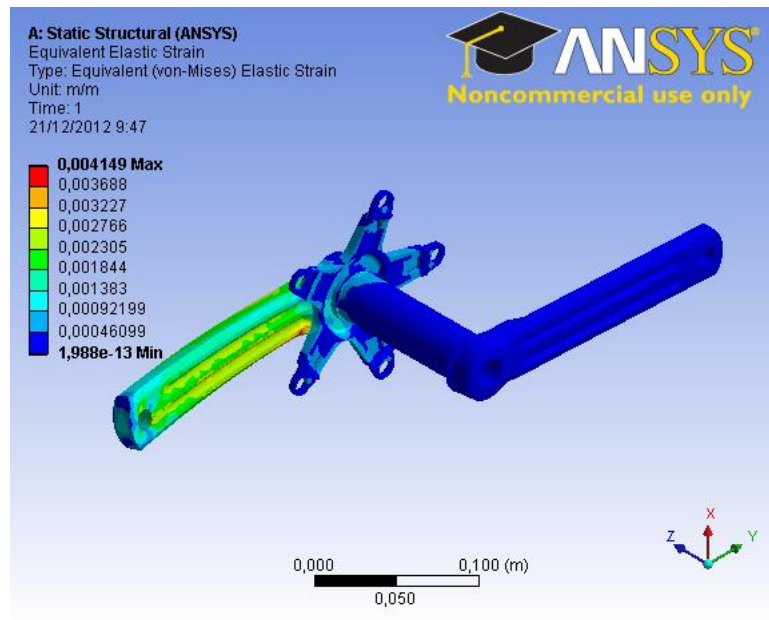


Figura 43: Biela a 120° ensayo deformaciones tipo A

5.1.1.1.6 Ángulo respecto de la vertical 135°

Tensiones

Otra zona crítica es la zona cercana al anclaje del pedal, que como se puede ver en la Figura 44 existen gradientes de tensión, aunque no tan acusados como otras zonas.

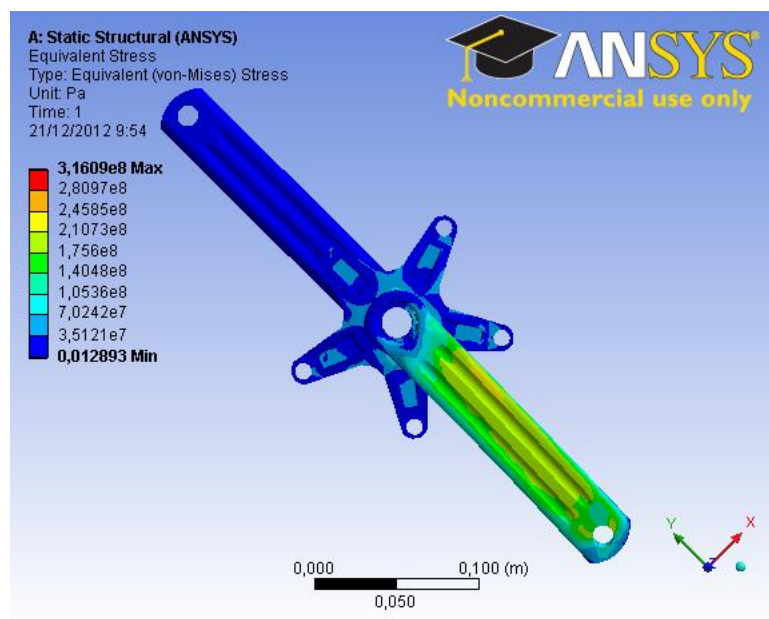


Figura 44: Anverso biela a 135° ensayo tensiones tipo A

Con mayor claridad se puede ver en la Figura 45 ya que se agrupan alrededor de lo que sería la tuerca de sujeción del pedal.

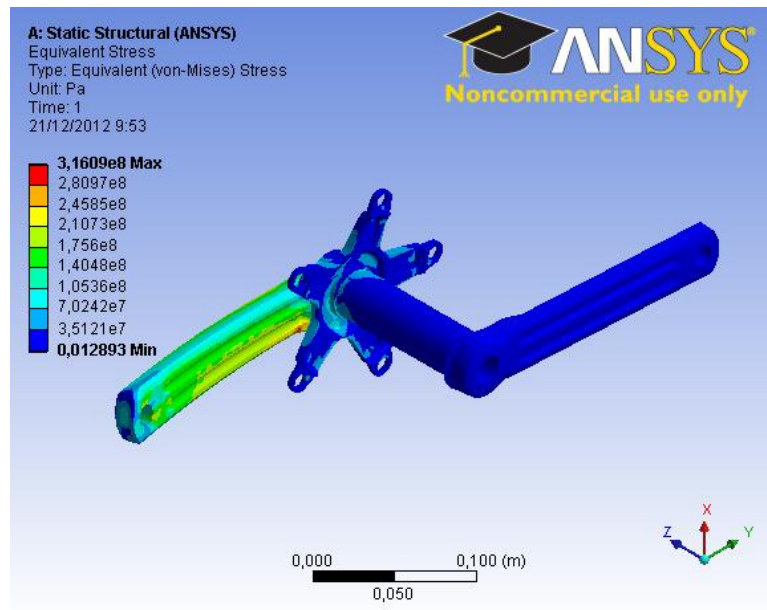


Figura 45: Reverso biela a 135º ensayo tensiones tipo A

Deformaciones

De nuevo en la Figura 46 se puede observar que la relación entre tensiones y deformaciones viene dada por el módulo de elasticidad.

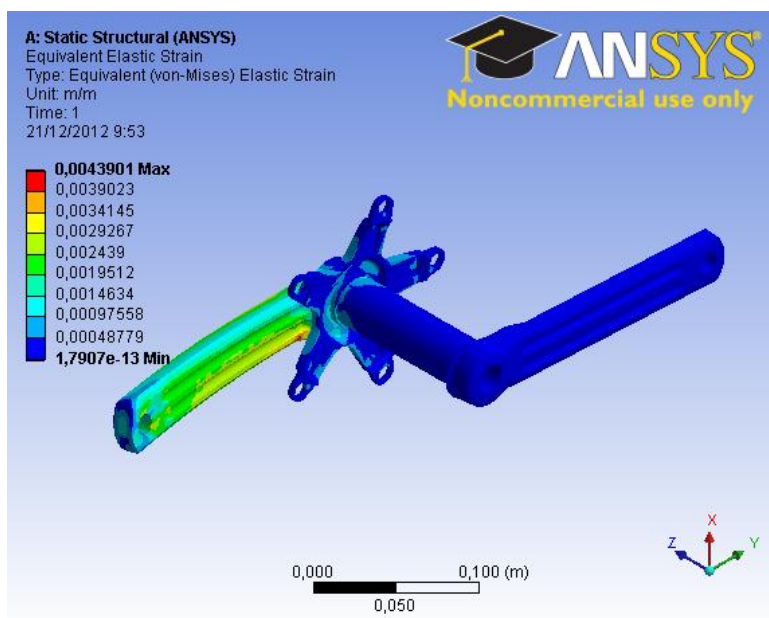


Figura 46: Biela a 135º ensayo deformaciones tipo A

5.1.1.1.7 Ángulo respecto de la vertical 150°

Tensiones

En la última posición de la biela, Figura 47, se observan las mismas tensiones máximas que en la primera posición.

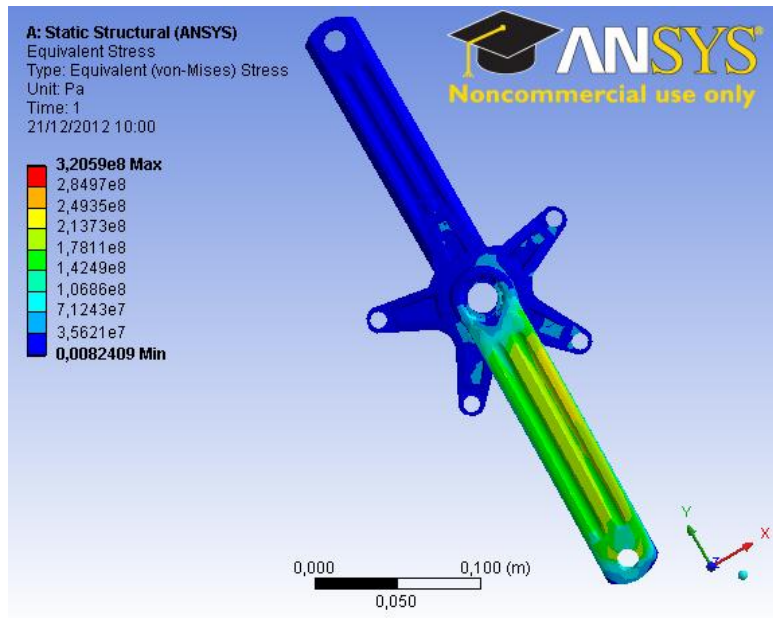


Figura 47: Anverso biela a 150° ensayo tensiones tipo A

En la Figura 48 destaca la distribución estriada de las tensiones a lo largo de la biela puesto que en esta disposición la fuerza tiene mayor componente de tracción que flexión.

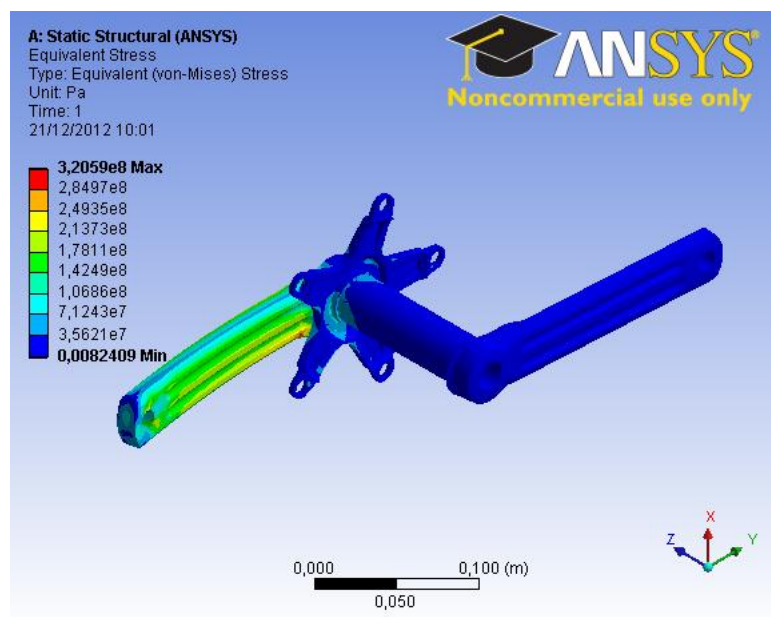


Figura 48: Reverso biela a 150° ensayo tensiones tipo A

Deformaciones

Las deformaciones de la Figura 49 también muestran este comportamiento.

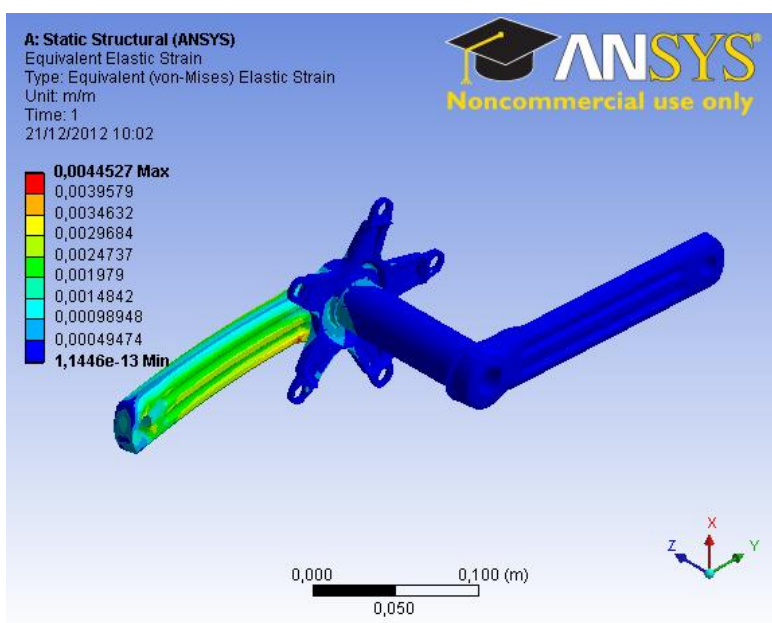


Figura 49: Biela a 150° ensayo deformaciones tipo A

5.1.1.2 Biela izquierda

5.1.1.2.1 Ángulo respecto de la vertical 30°

Tensiones

Lo que primero salta a la vista en el ensayo con la biela izquierda, véase Figura 50, es que las tensiones máximas no son tan altas como en la biela derecha. Esto se puede explicar porque este nuevo conjunto tiene una mayor flexibilidad, o menor rigidez.

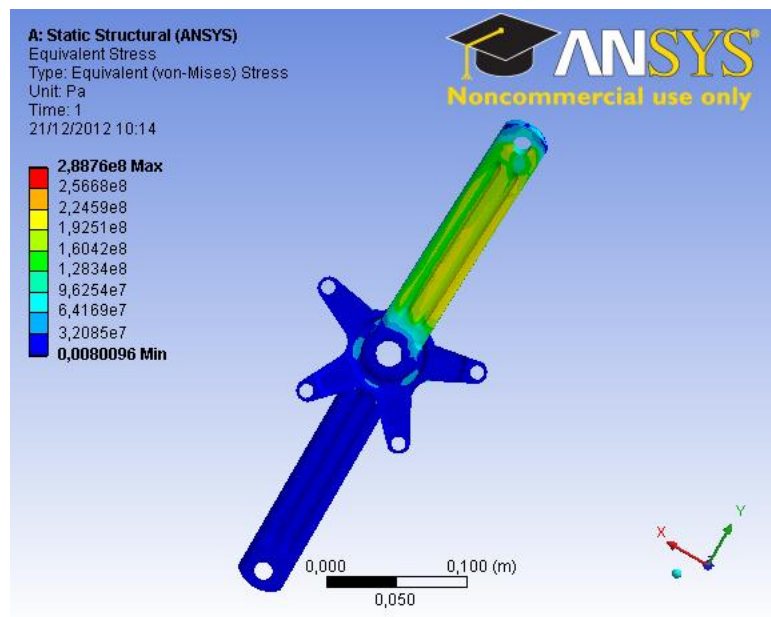


Figura 50: Anverso biela a 30° ensayo tensiones tipo B

Como muestra la Figura 51, en la parte posterior de la biela las tensiones máximas no quedan agrupadas en una superficie tan pequeña como en las de la biela derecha.

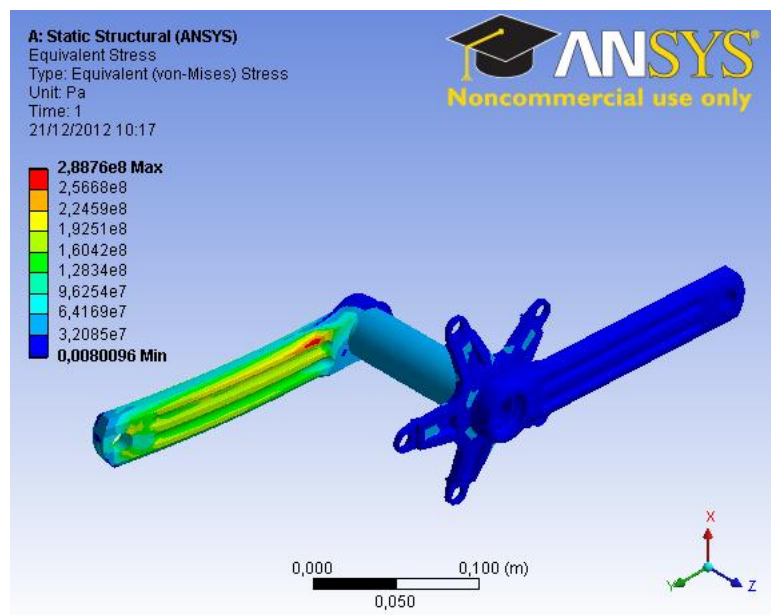


Figura 51: Reverso biela a 30° ensayo tensiones tipo B

Deformaciones

En la Figura 52 se puede apreciar esta flexión de la biela.

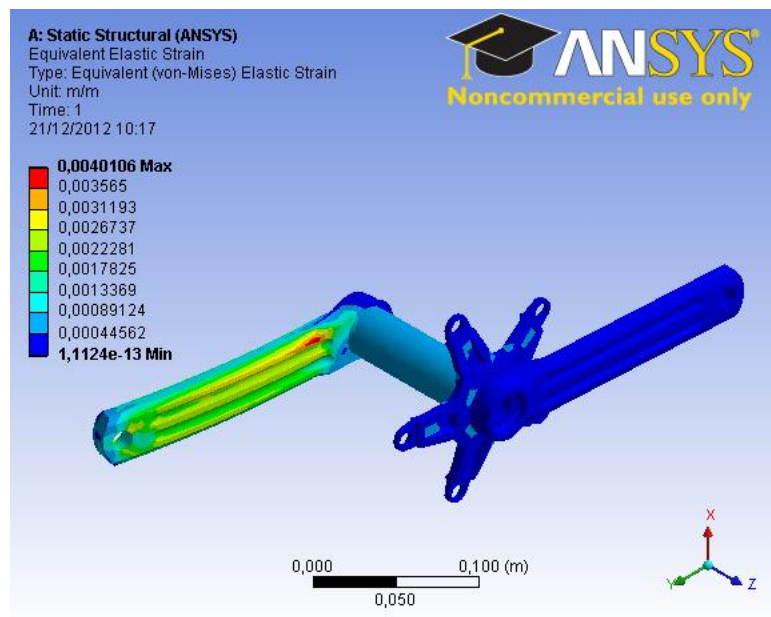


Figura 52: Biela a 30° ensayo deformaciones tipo B

5.1.1.2.2 Ángulo respecto de la vertical 45°

Tensiones

En la Figura 53 se comienza a ver la concentración de tensiones en la parte inferior de la biela causada por el efecto de la distancia del punto de aplicación de la fuerza en el pedal a la biela.

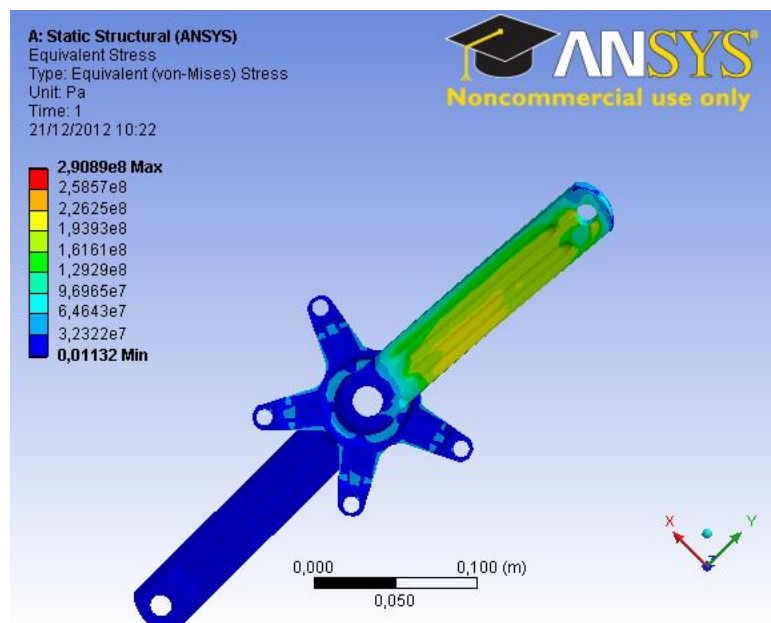


Figura 53: Anverso biela a 45° ensayo tensiones tipo B

En la Figura 54 se observa que en el reverso de la biela las tensiones se agrupan en la parte superior de la misma, fruto del efecto de la distancia anteriormente comentada, además del concentrador de tensiones que nos viene apareciendo en los ensayos.

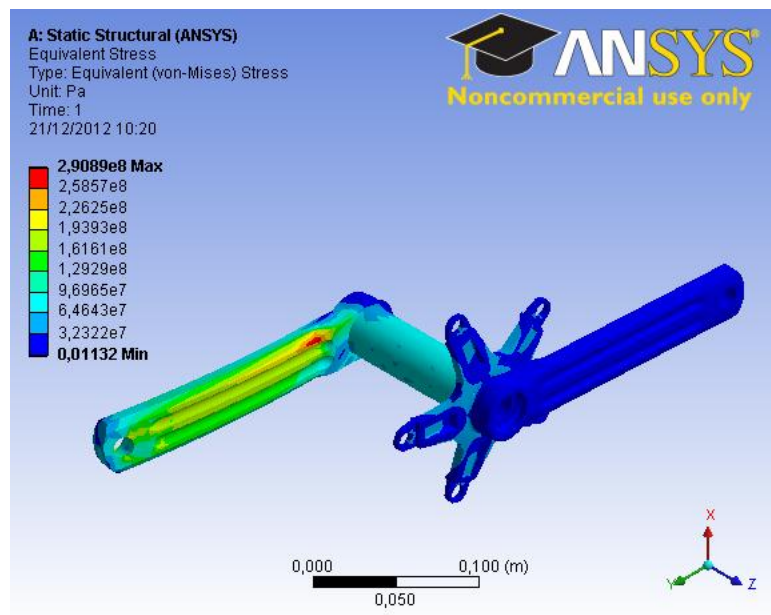


Figura 54: Reverso biela a 45° ensayo tensiones tipo B

Deformaciones

Al estar la biela derecha unida al eje de pedalier, en la Figura 55 el color turquesa muestra que existe deformación de torsión en dicho eje.

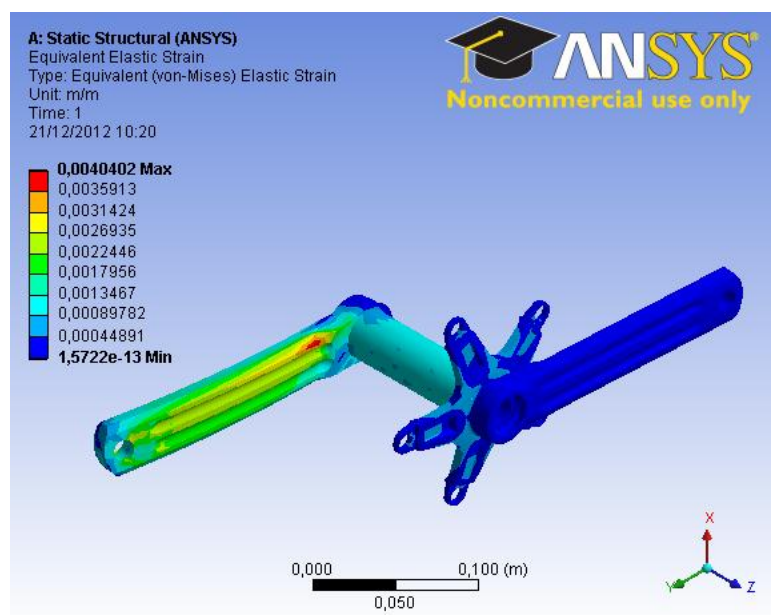


Figura 55: Biela a 45° ensayo deformaciones tipo B

5.1.1.2.3 Ángulo respecto de la vertical 60°

Tensiones

Gracias a que el rango de la escala de colores es más reducida en el caso de la fuerza aplicada en la biela derecha, en la Figura 56 se puede visualizar mejor la distribución de las tensiones en las hendiduras de la biela.

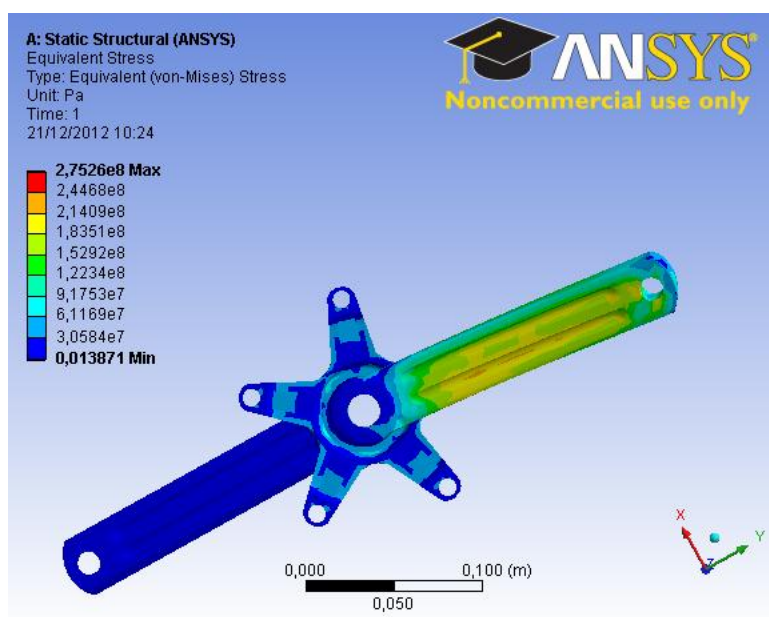


Figura 56: Anverso biela a 60° ensayo tensiones tipo B

Todavía es más notable el efecto de la torsión anteriormente mencionada en la Figura 57, en la que aparecen tonos más cálidos en la parte superior de la biela.

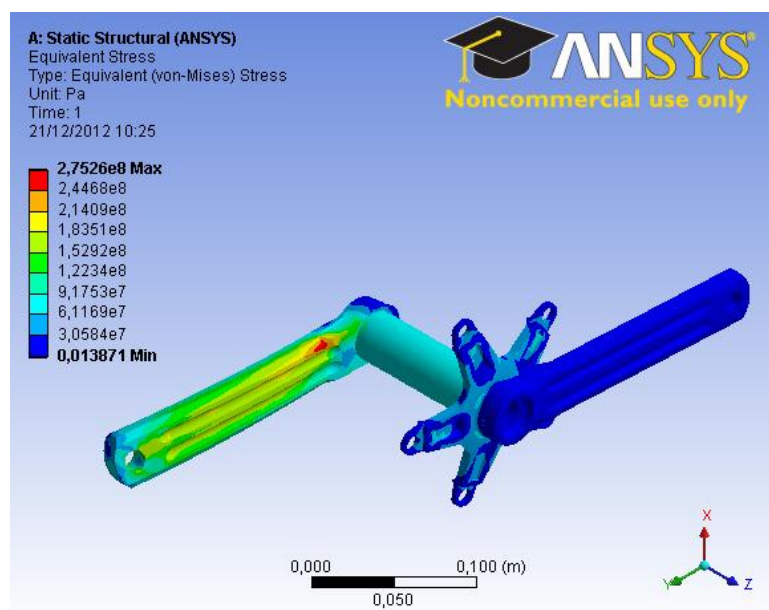


Figura 57: Reverso biela a 60° ensayo tensiones tipo B

Deformaciones

En la Figura 58 se puede ver cómo han aumentado las deformaciones en el eje de pedalier a medida que se ha ido variando el ángulo de inclinación de la biela.

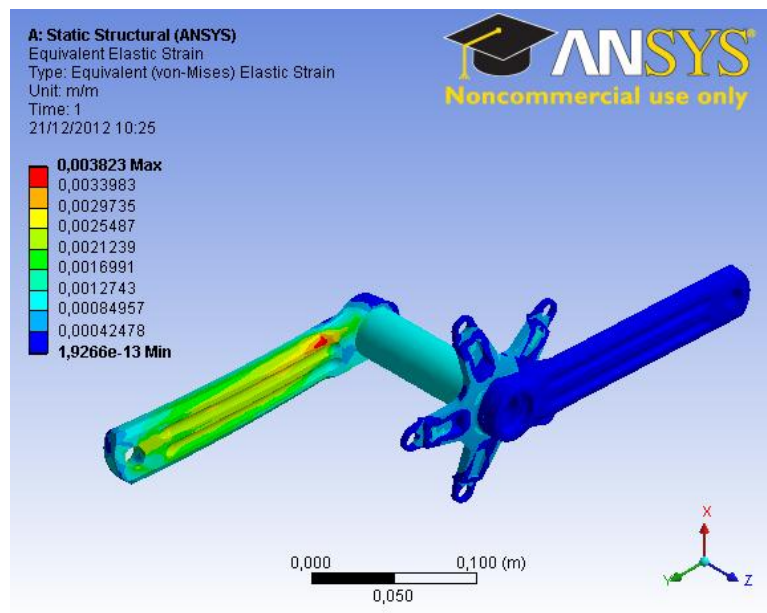


Figura 58: Biela a 60° ensayo deformaciones tipo B

5.1.1.2.4 Ángulo respecto de la vertical 90°

Tensiones

Igual que en el ensayo tipo A con la biela en horizontal, la Figura 59 permite conocer el estado tensional con mayor precisión en las hendiduras de la biela en la parte anterior.

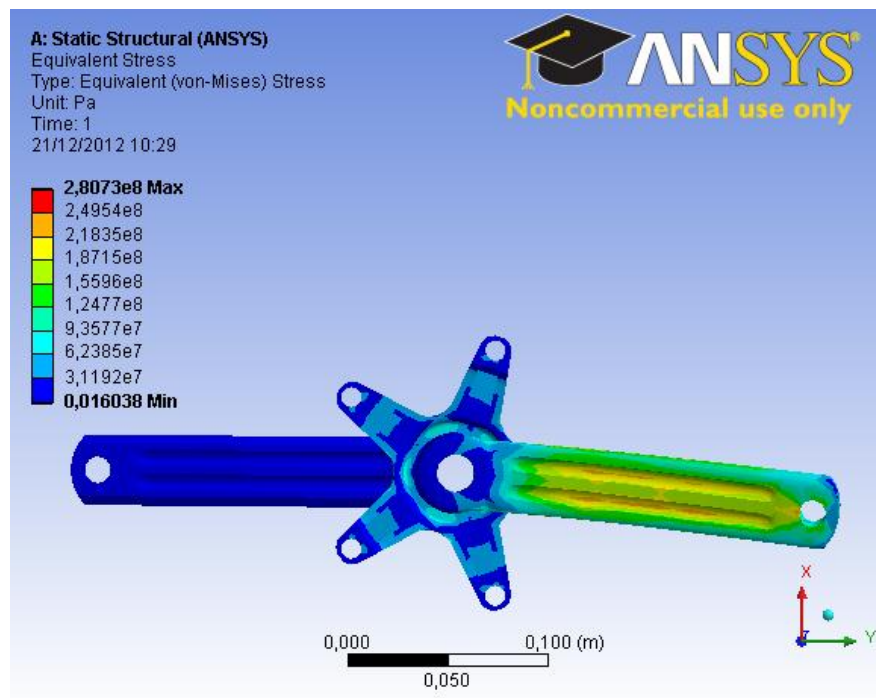


Figura 59: Anverso biela a 90° ensayo tensiones tipo B

En la parte posterior de la biela se puede ver cómo han desaparecido las tensiones extremas del concentrador de tensiones, lo que permite que nos fijemos en otras

zonas críticas como el agujero donde iría la tuerca del pedal. En la Figura 60 se identifica una zona de tensiones altas en la intersección del vaciado con la línea media que pasa por la cara posterior de la biela.

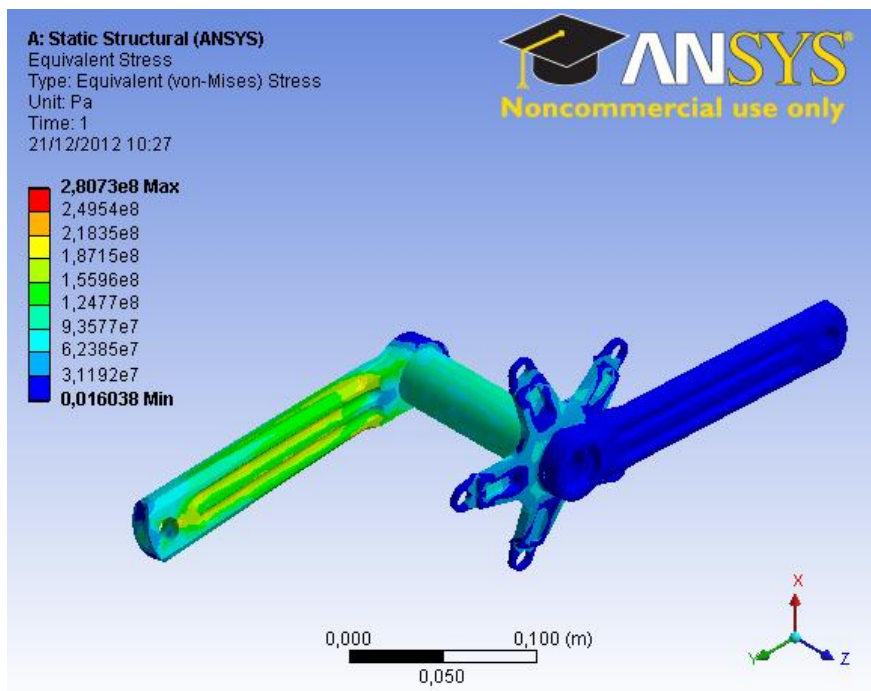


Figura 60: Reverso biela a 90° ensayo tensiones tipo B

Deformaciones

En la Figura 61 se puede ver como las deformaciones en el eje de pedalier llegan a su máximo, dado que la fuerza está aplicada en el punto más alejado del eje, con valores hasta $1,7 \times 10^{-3}$.

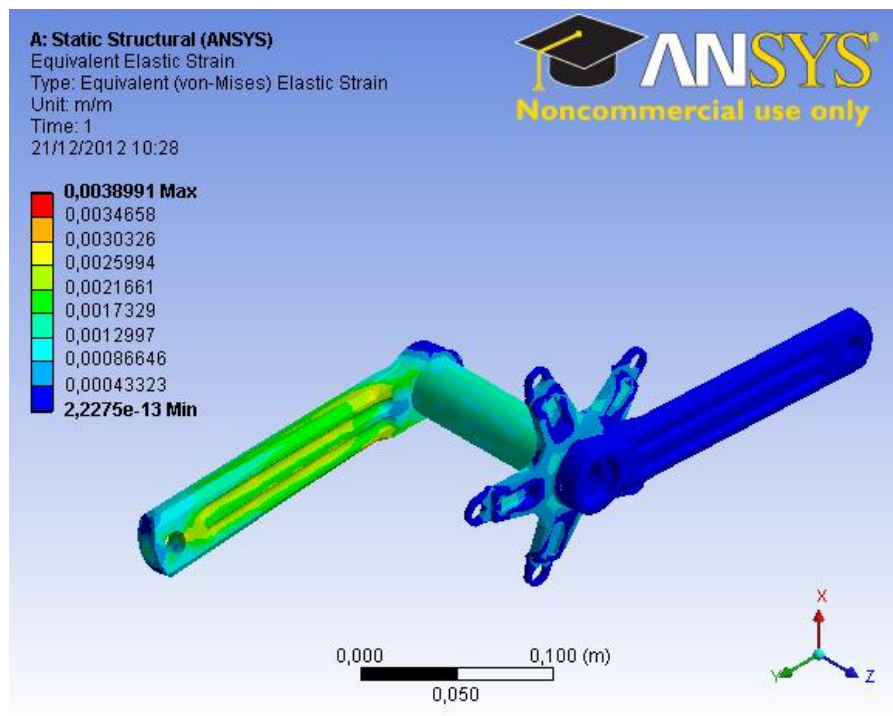


Figura 61: Biela a 90° ensayo deformaciones tipo B

5.1.1.2.5 Ángulo respecto de la vertical 120°

Tensiones

En la Figura 62 se puede ver cómo las tensiones se empiezan a desplazar hacia la parte superior de la biela.

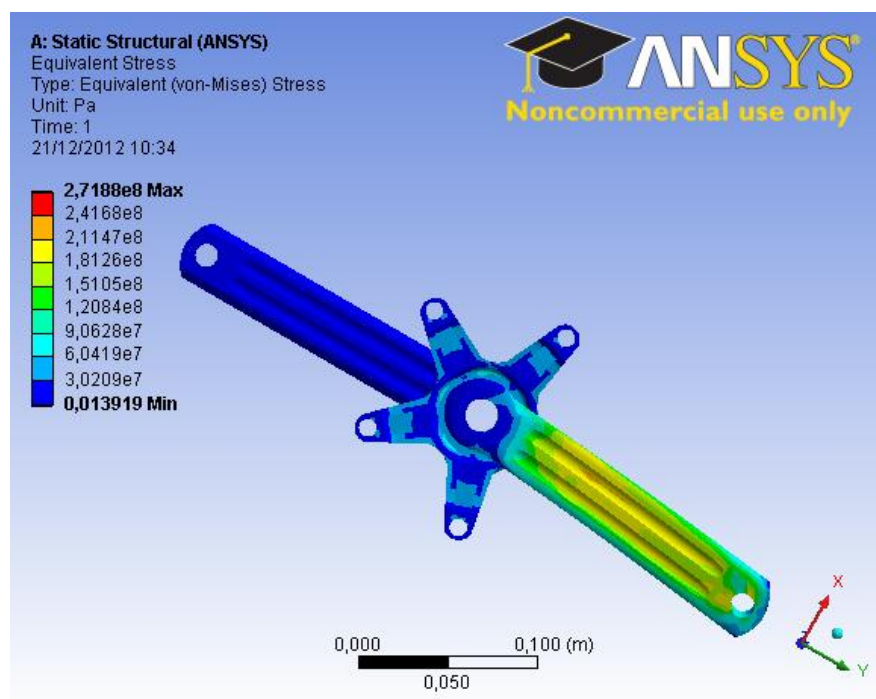


Figura 62: Anverso biela a 120° ensayo tensiones tipo B

Y en el reverso aparecen agrupadas en la parte inferior, en la zona del concentrador de tensiones. Véase Figura 63.

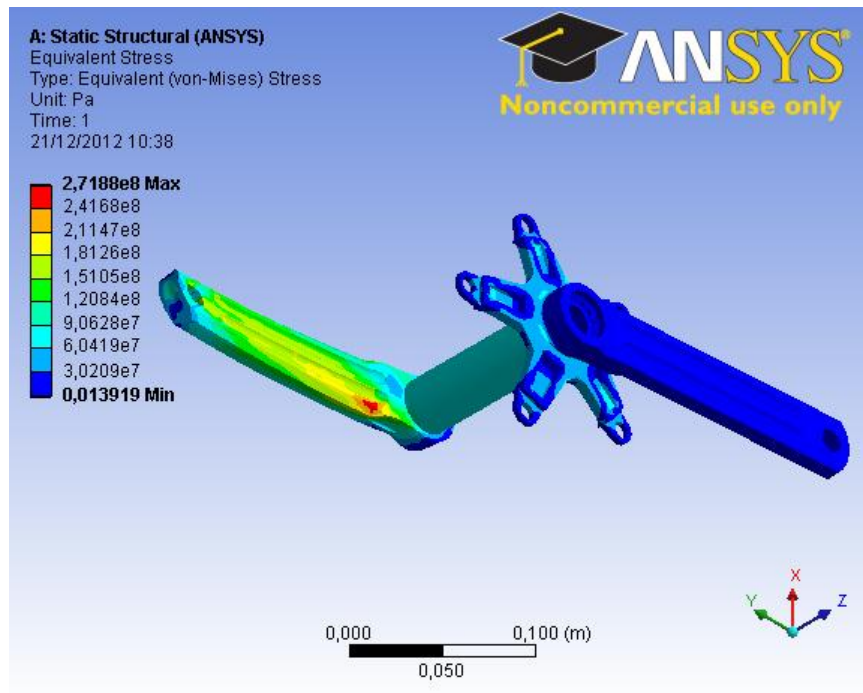


Figura 63: Reverso biela a 120° ensayo tensiones tipo B

Deformaciones

Al aumentar el ángulo de inclinación por encima de los 90°, las deformaciones de torsión disminuyen su valor máximo en el eje de pedalier, como muestra la Figura 64.

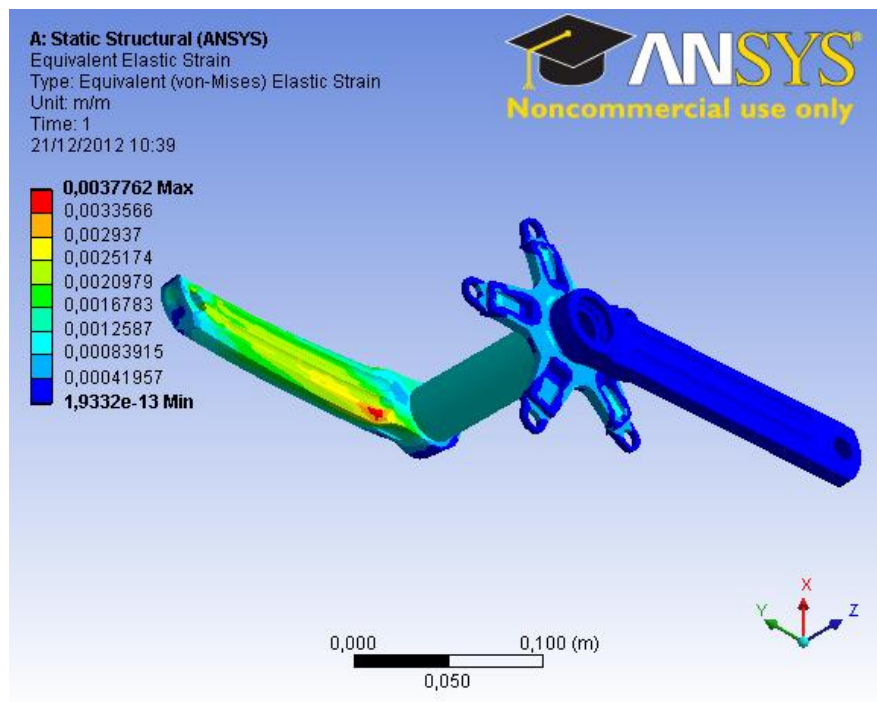


Figura 64: Biela a 120° ensayo deformaciones tipo B

5.1.1.2.6 Ángulo respecto de la vertical 135°

Tensiones

En la Figura 65 se muestra que las tensiones máximas son de $2,87 \times 10^8$ Pa, que es un valor muy similar al que proporciona el ensayo con la biela colocada a 45°, con lo que se puede establecer cierta analogía por simetría.

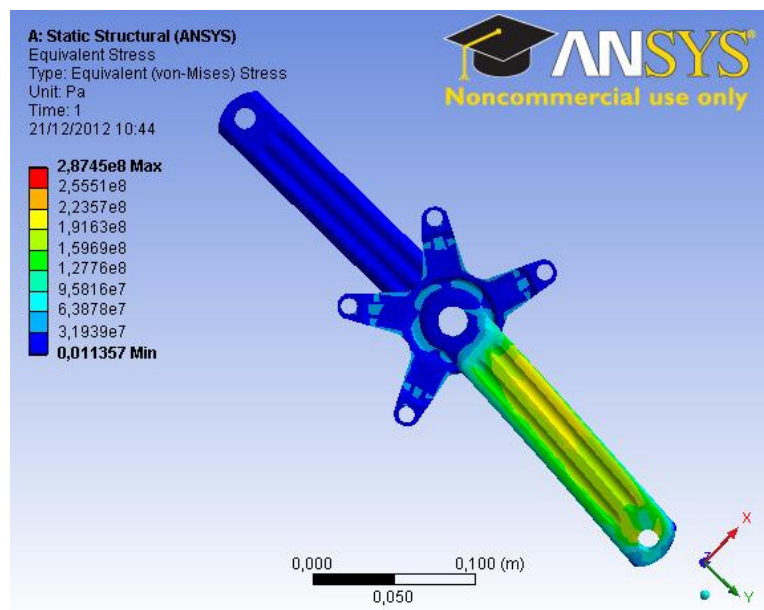


Figura 65: Anverso biela a 135° ensayo tensiones tipo B

En la Figura 66 se puede apreciar que el efecto que produce la torsión alrededor del eje longitudinal de la biela hace agrupar las tensiones máximas en una línea imaginaria que pasa por el centro del agujero de la tuerca y que acaba en la esquina de concentración de tensiones, aumentando las tensiones en este sentido.

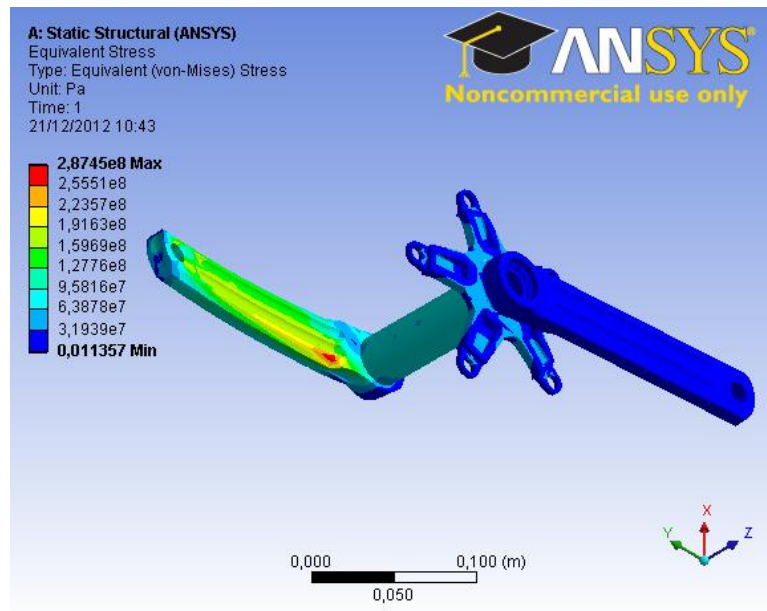


Figura 66: Reverso biela a 135° ensayo tensiones tipo B

Deformaciones

En la Figura 67 se pueden estimar las deformaciones en la araña dado el gradiente que existe en la escala de colores.

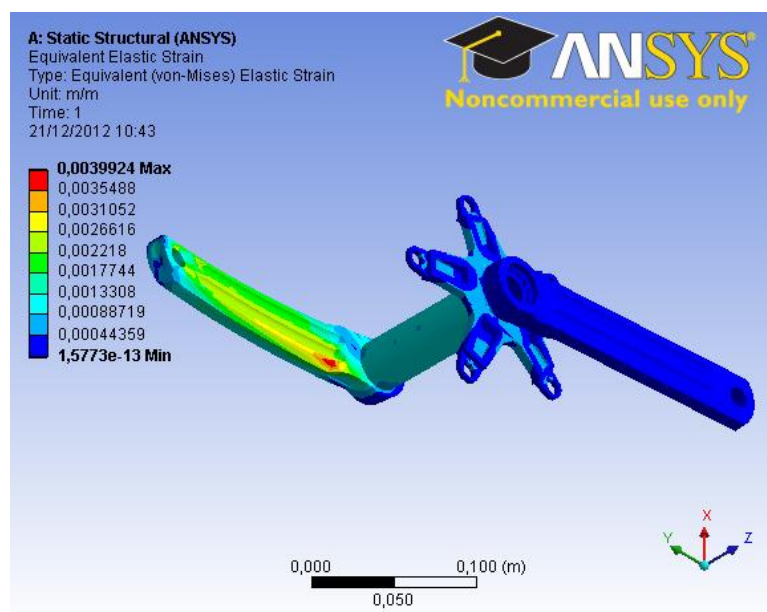


Figura 67: Biela a 135° ensayo deformaciones tipo B

5.1.1.2.7 Ángulo respecto de la vertical 150°

Tensiones

En la parte anterior de la biela, Figura 68, se puede ver una vez más cómo al estar prácticamente en vertical, las tensiones se distribuyen igualmente en la superficie de la biela

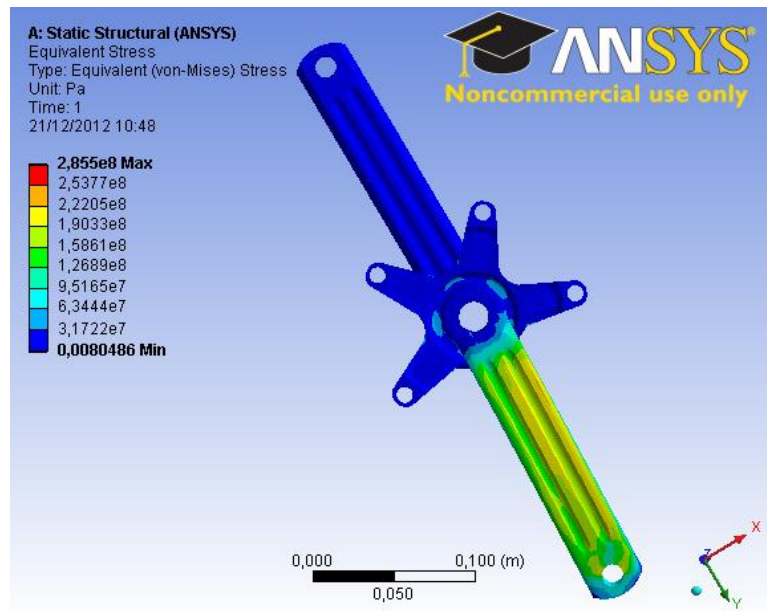


Figura 68: Anverso biela a 150° ensayo tensiones tipo B

Pero en la parte posterior, Figura 69, las tensiones se agrupan en el mencionado concentrador de tensiones ya que la transición es algo más brusca.

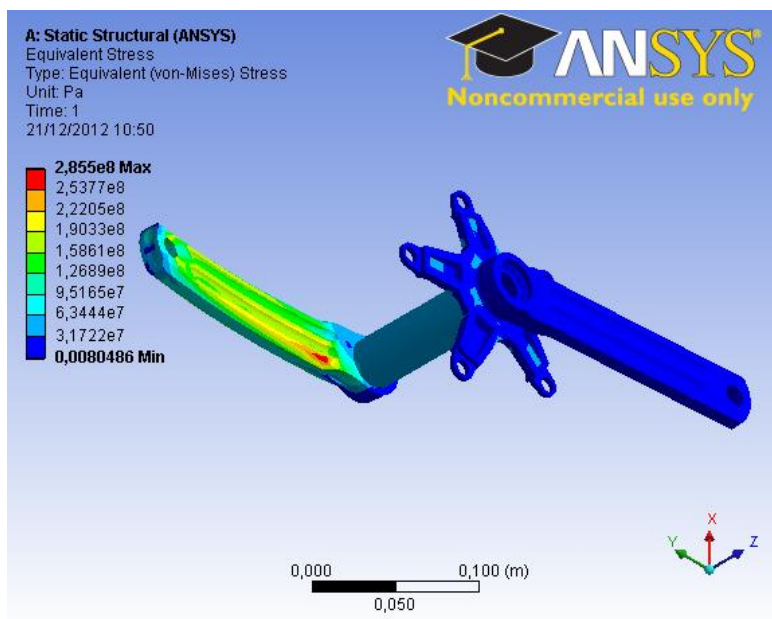


Figura 69: Reverso biela a 150° ensayo tensiones tipo B

Deformaciones

En la Figura 70, se observa como las deformaciones son muy uniformes en el eje de pedalier.

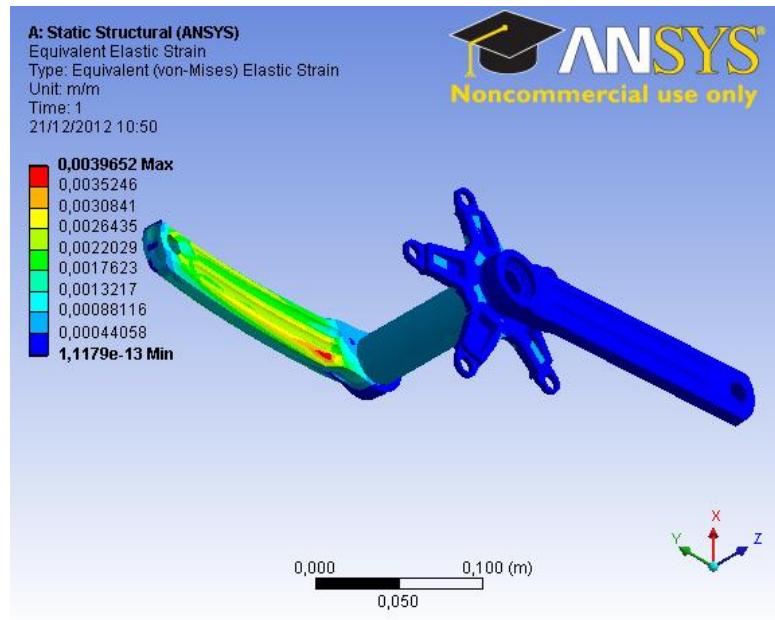


Figura 70: Biela a 150° ensayo deformaciones tipo B

5.1.2 Ensayo tipo biela empotrada

5.1.2.1 Ángulo respecto de la vertical 30°

Tensiones

En la Figura 71 se muestra la distribución de tensiones en el conjunto de pedalier para el caso en el que se han colocado rodamientos en el eje de pedalier y se ha liberado la araña empotrando la biela en la tuerca del pedal opuesto.

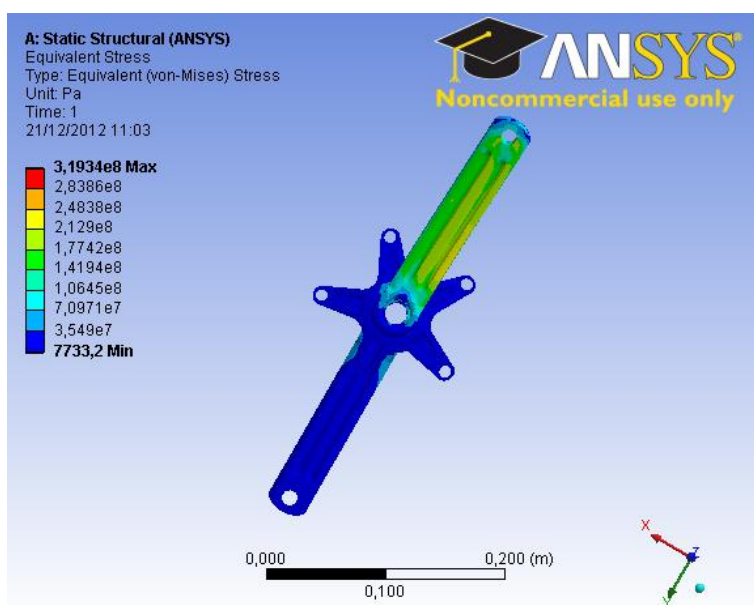


Figura 71: Anverso biela a 30° ensayo tensiones tipo C

En la Figura 73 se aprecia que la distribución de tensiones en la biela de la araña, que aunque esté en el lado izquierdo del dibujo se denomina biela derecha, es muy similar a la que tiene la biela derecha en el ensayo tipo A.

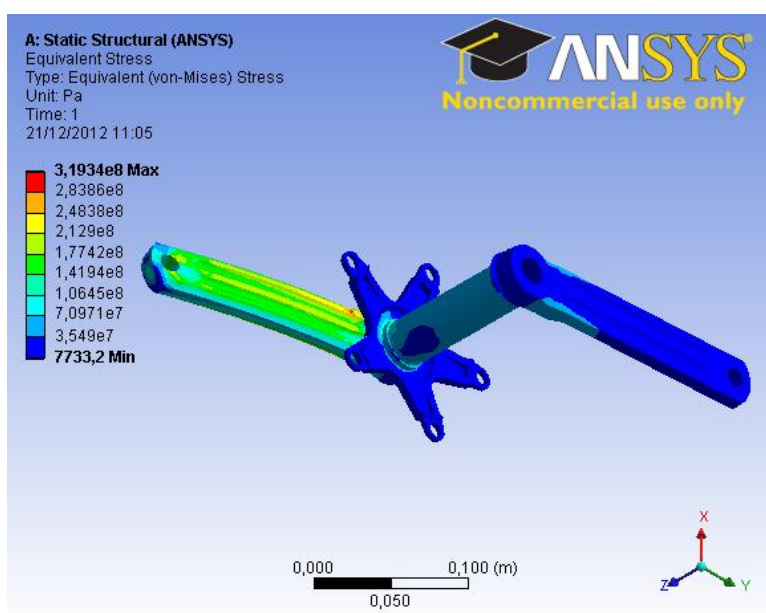


Figura 72: Reverso biela a 30° ensayo tensiones tipo C

Deformaciones

En la Figura 73 se puede ver cómo afecta el momento torsor a la biela que está empotrada. Las deformaciones son pequeñas dada la rigidez de la biela en la dirección perpendicular al eje longitudinal de la misma.

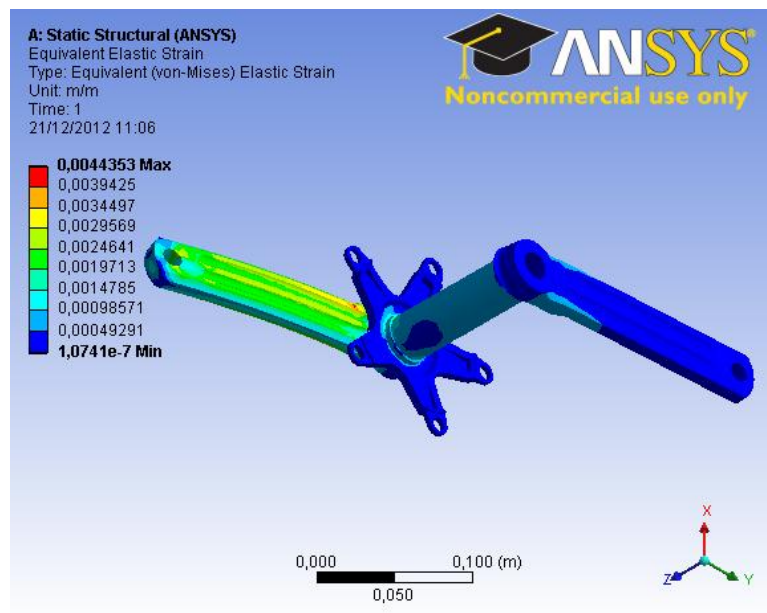


Figura 73: Biela a 30° ensayo deformaciones tipo C

5.1.2.2 Ángulo respecto de la vertical 45°

Tensiones

En la Figura 74 se puede ver el desplazamiento de las tensiones hacia la zona inferior de la biela aunque no con colores muy diferenciados dada la existencia de valores de tensión máximos más altos con lo que la escala de colores queda algo deformada.

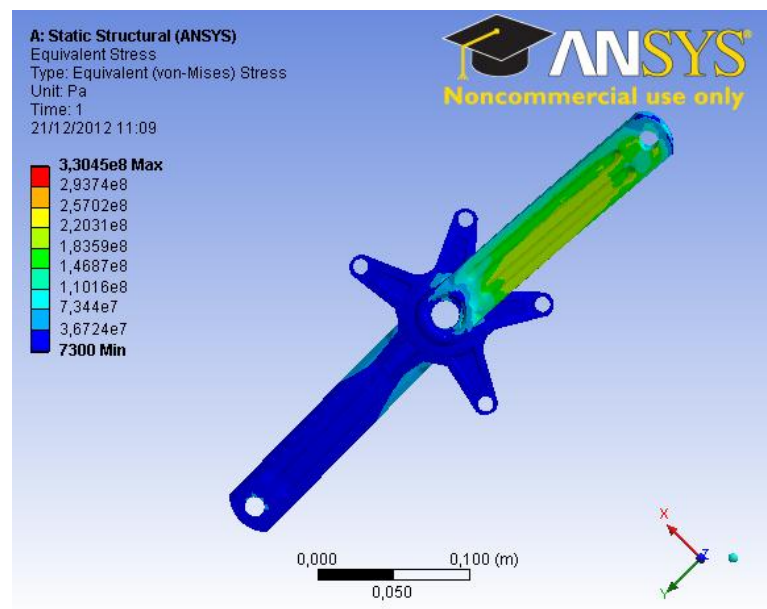


Figura 74: Anverso biela a 45° ensayo tensiones tipo C

En la Figura 75 se observa que la zona de concentración de tensiones en este caso es más pequeña que en el ensayo de tipo A.

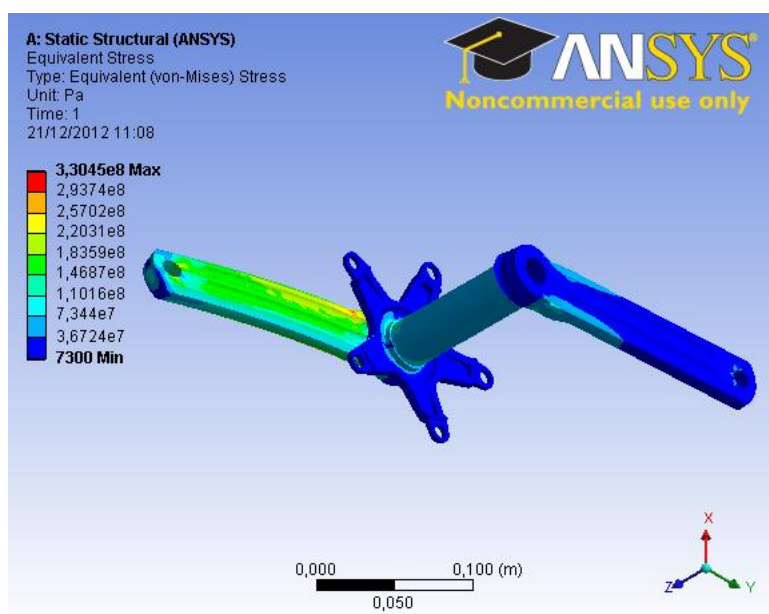


Figura 75: Reverso biela a 45° ensayo tensiones tipo C

Deformaciones

La Figura 76 sirve para describir con mayor precisión las deformaciones en la biela empotrada ya que hay cambios de color en la zona de alrededor del agujero de la tuerca.

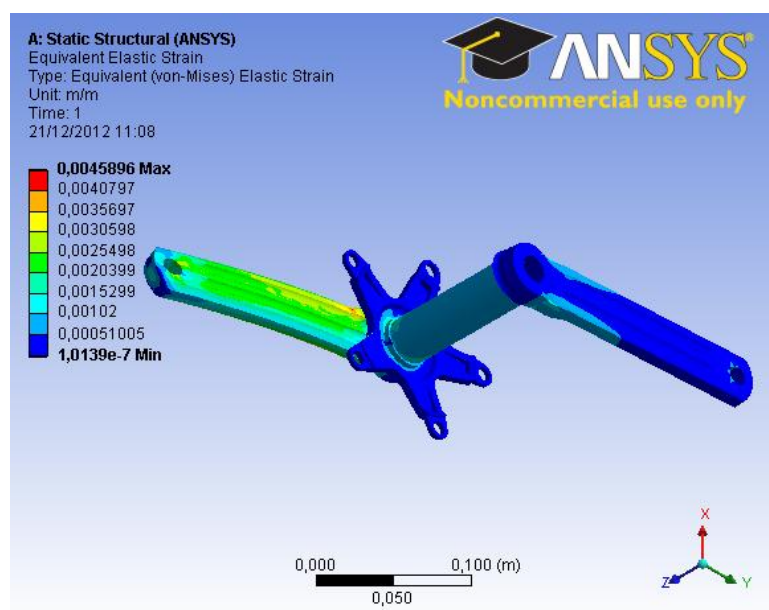


Figura 76: Biela a 45° ensayo deformaciones tipo C

5.1.2.3 Ángulo respecto de la vertical 60°

Tensiones

En la Figura 74 se puede ver cómo ha aumentado la zona de color azul claro alrededor de la tuerca de la biela empotrada.

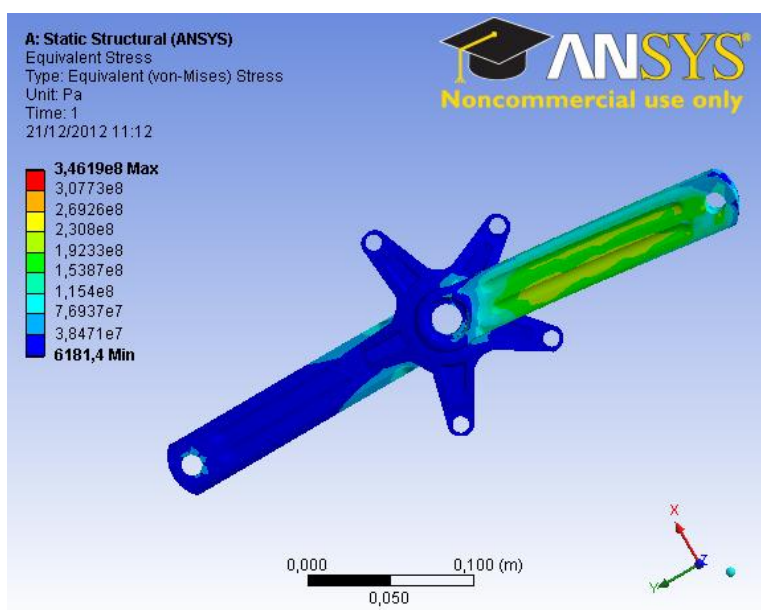


Figura 77: Anverso biela a 60º ensayo tensiones tipo C

En la Figura 75 ha desaparecido prácticamente el punto donde se concentran las tensiones, lo que indica que el gradiente de tensiones es mayor.

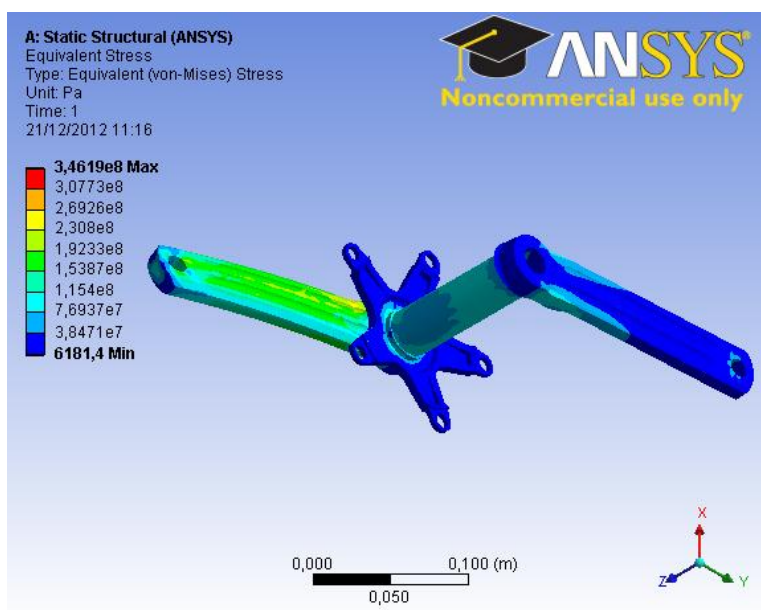


Figura 78: Reverso biela a 60º ensayo tensiones tipo C

Deformaciones

En la Figura 76 se puede ver cómo también ha aumentado las deformaciones en la parte anterior de la biela empotrada.

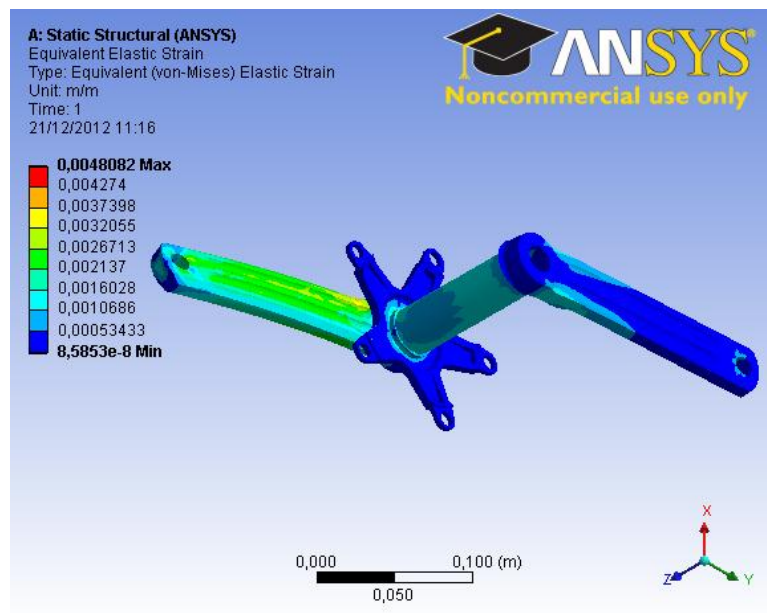


Figura 79: Biela a 60° ensayo tensiones tipo C

5.1.2.4 Ángulo respecto de la vertical 90°

Tensiones

En la Figura 77 las tensiones en la biela empotrada han aumentado debido al aumento del brazo de la fuerza aplicada.

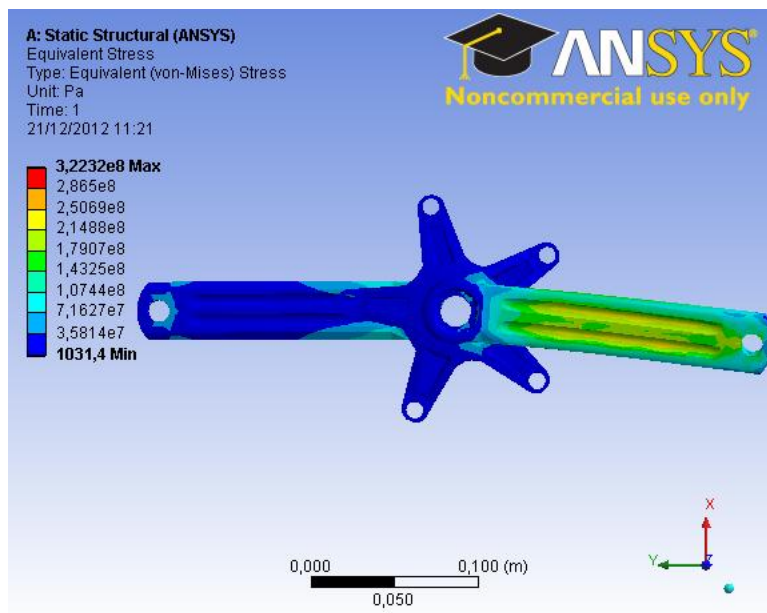


Figura 80: Anverso biela a 90° ensayo tensiones tipo C

En la Figura 81 se observa una distribución muy simétrica de las tensiones respecto a un eje de simetría horizontal por el hecho de que la fuerza no tiene componente de tracción o compresión sobre la biela.

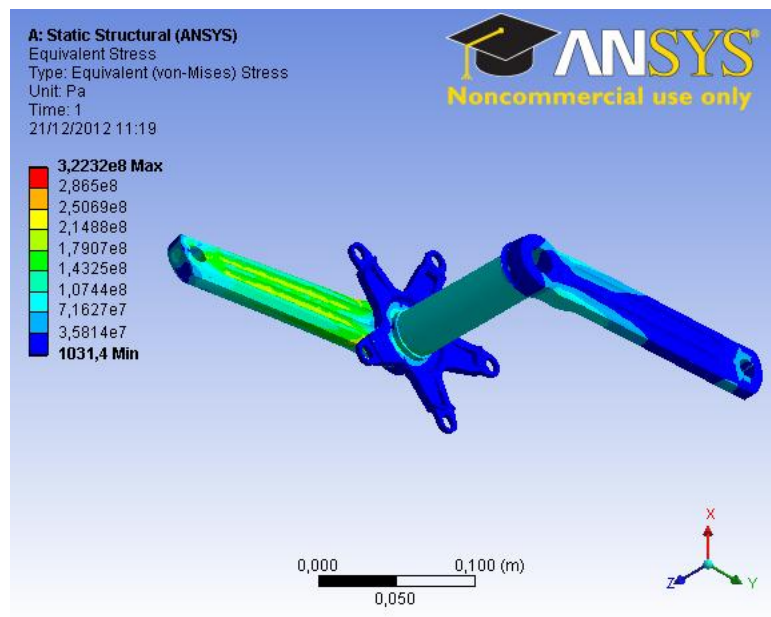


Figura 81: Reverso biela a 90° ensayo tensiones tipo C

Deformaciones

Como en el resto de ensayos anteriores, las deformaciones en el eje de pedalier alcanzarán su máximo. Esto lo muestra la Figura 82.

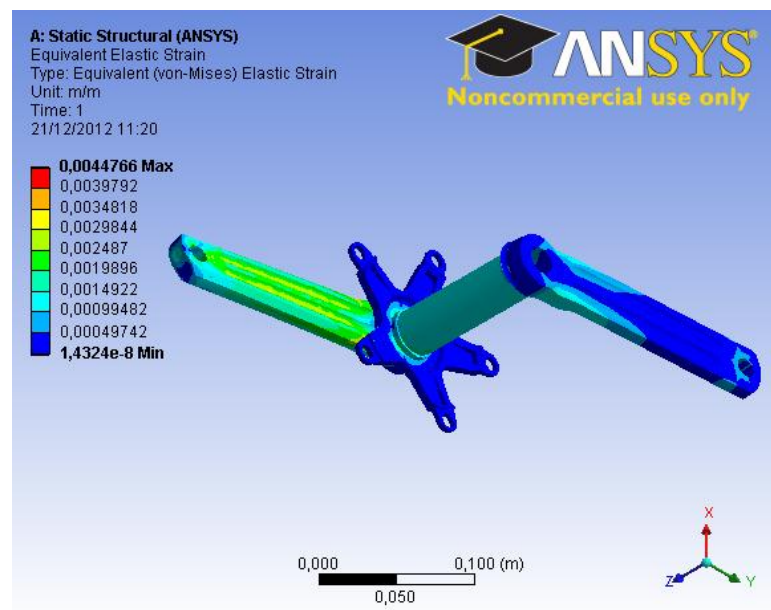


Figura 82: Biela a 90° ensayo deformaciones tipo C

5.1.2.5 Ángulo respecto de la vertical 120°

Tensiones

En la Figura 83 se muestran las tensiones de la parte anterior de la biela derecha, que constituyen la imagen especular de la biela que está inclinada 60° respecto a la vertical.

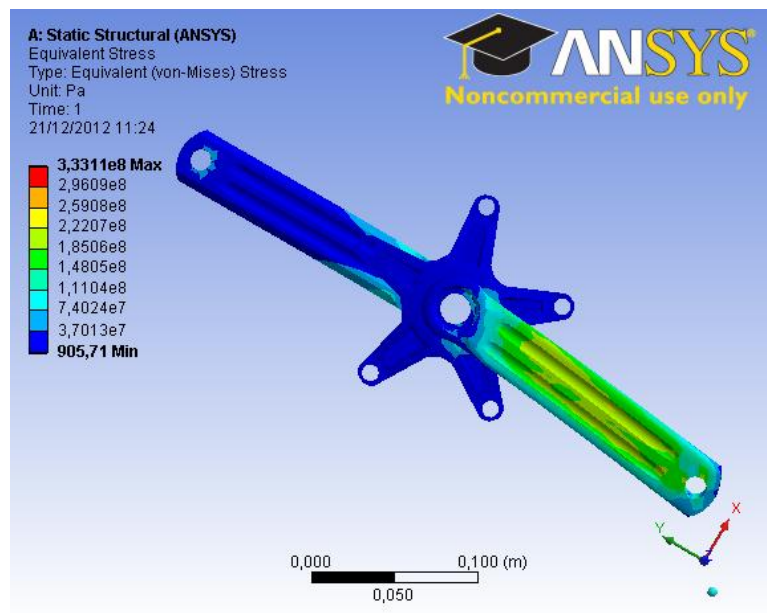


Figura 83: Anverso biela a 120° ensayo tensiones tipo C

Y si se observa la parte posterior, Figura 84, el concentrador de tensiones se pierde debajo de la araña.

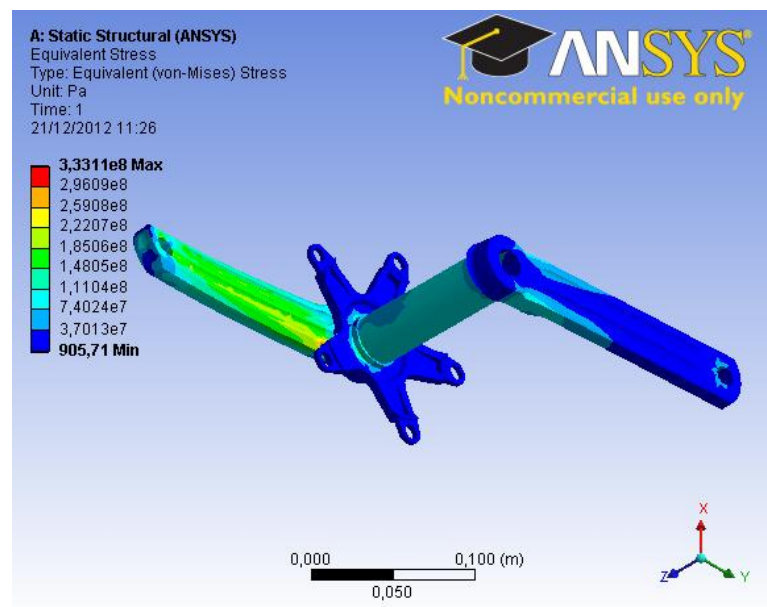


Figura 84: Reverso biela a 120° ensayo tensiones tipo C

Deformaciones

Y si se compara la parte posterior, Figura 85, y con la de la biela que está inclinada 60° respecto a la vertical, se puede ver que la deformación es justamente la opuesta.

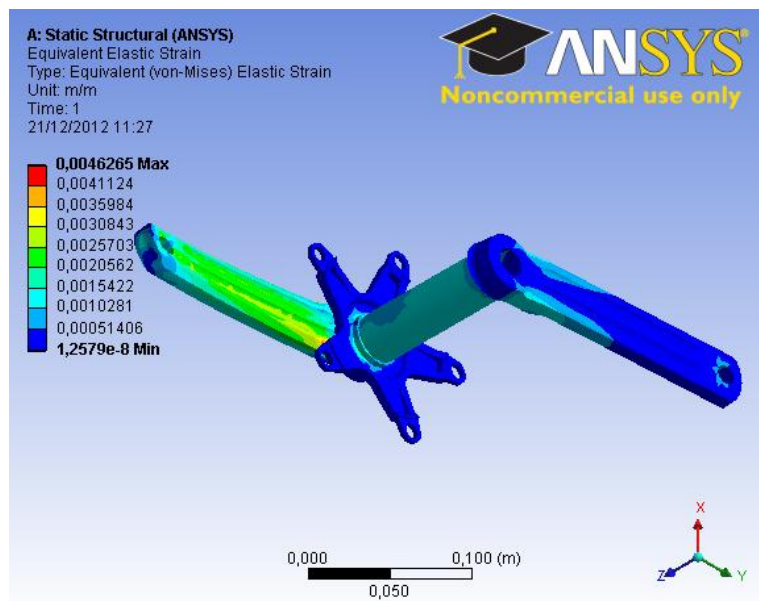


Figura 85: Biela a 120° ensayo deformaciones tipo C

5.1.2.6 Ángulo respecto de la vertical 135°

Tensiones

De la Figura 86 hay que destacar que como cabría esperar las tensiones alrededor de la tuerca han disminuido así como las de la biela se distribuyen más uniformemente.

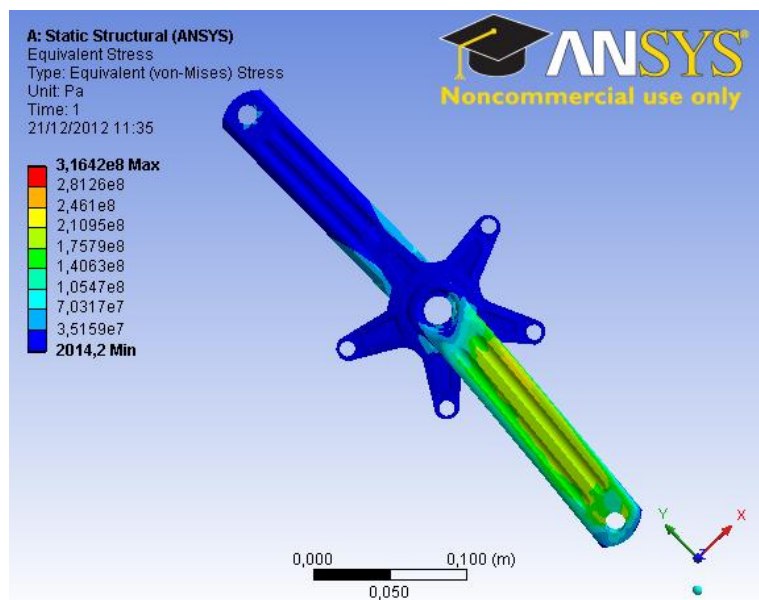


Figura 86: Anverso biela a 135° ensayo tensiones tipo C

En la Figura 87 se observa una tendencia del ensayo tipo C, es que el concentrador de tensiones está situado en una zona más baja de la biela, por ello hay que modificar la vista para poder localizarlo.

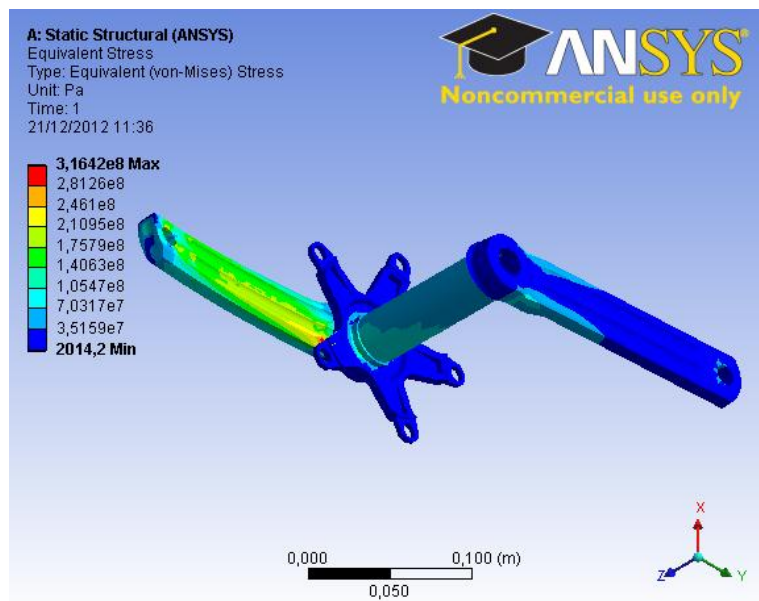


Figura 87: Reverso biela a 135° ensayo tensiones tipo C

Deformaciones

En la Figura 88 se ven las deformaciones de la parte posterior de la biela inclinada 135°.

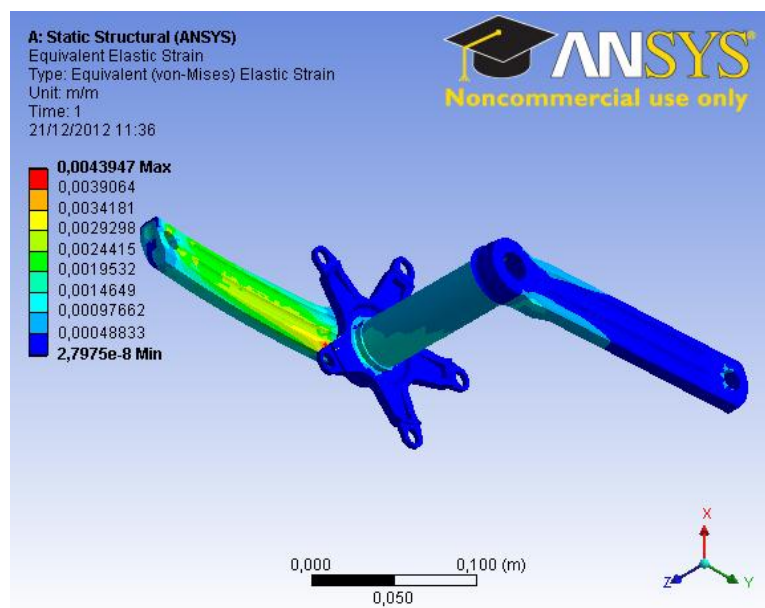


Figura 88: Biela a 135° ensayo deformaciones tipo C

5.1.2.7 Ángulo respecto de la vertical 150°

Tensiones

En la última posición de la biela en el ensayo, Figura 89, se puede ver que han desaparecido las tensiones de orden de 10^7 que había alrededor de la tuerca.

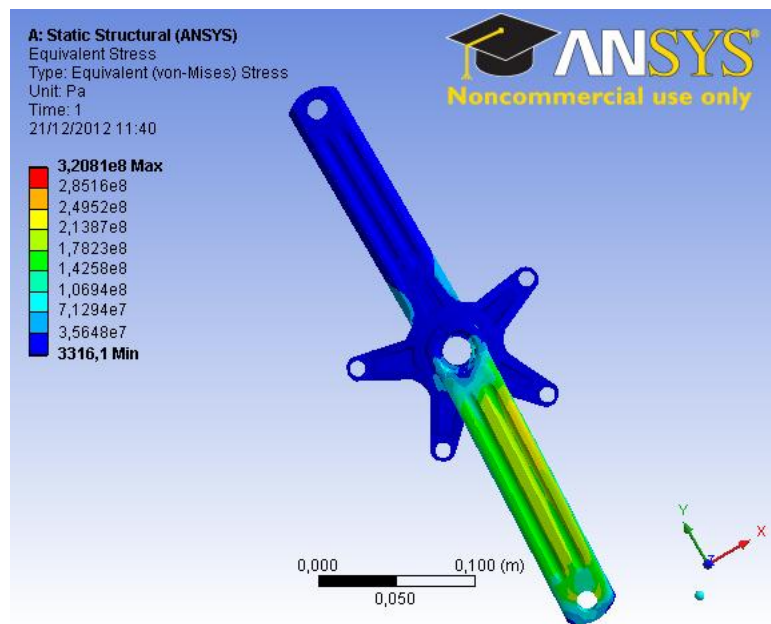


Figura 89: Anverso biela a 150º ensayo tensiones tipo C

En la parte posterior de la biela, Figura 90, se puede ver que las tensiones más altas se ubican en la zona inferior de la biela.

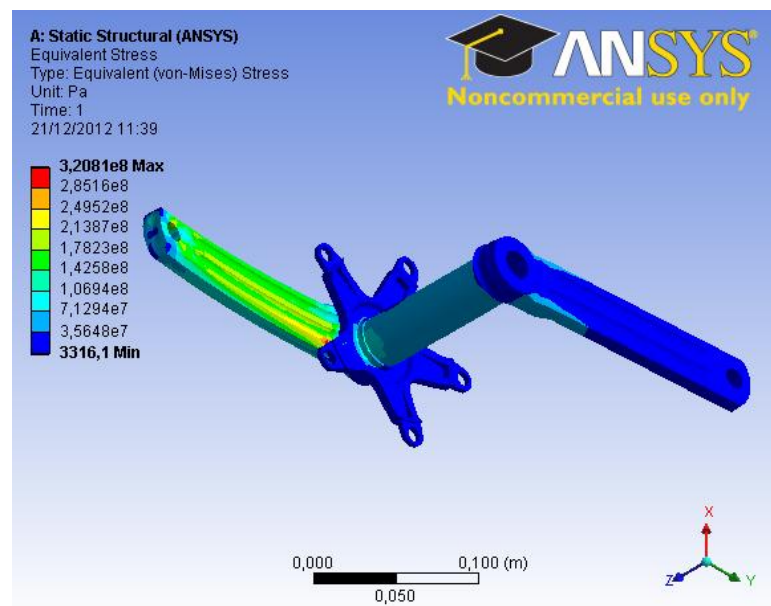


Figura 90: Reverso biela a 150º ensayo tensiones tipo C

Deformaciones

En la Figura 91 se puede comprobar una vez más el efecto de simetría de los ensayos con respecto a la posición horizontal ya que tenemos un valor máximo de $4,46 \times 10^{-3}$ que coincide prácticamente con el máximo de la biela inclinada 30° con respecto a la vertical, que es $4,44 \times 10^{-3}$.

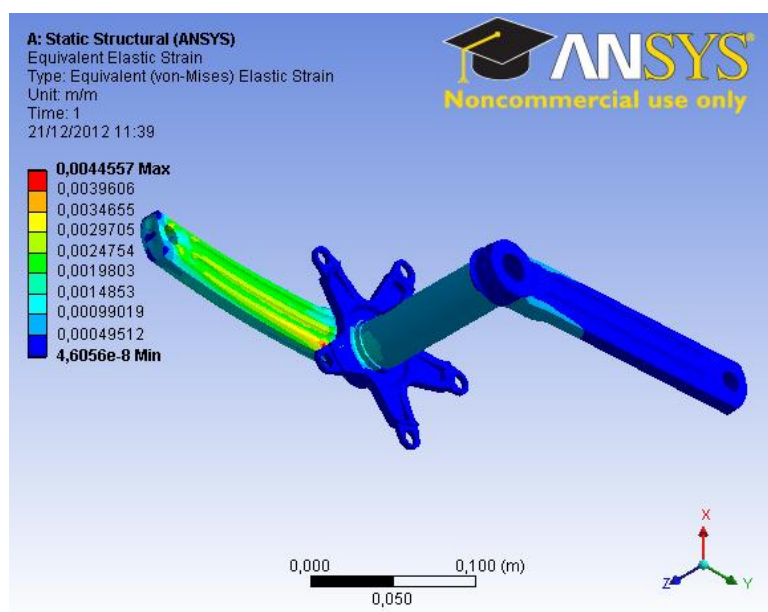


Figura 91: Biela a 150º ensayo tensiones tipo C

5.2 Resumen de resultados

Una vez presentados los resultados conviene hacer una síntesis de toda la información que se ha procesado, para ello se va a mostrar en la Tabla 6 el valor de las tensiones máximas alcanzadas en cada uno de los experimentos, es decir en función del ángulo que forma la biela con la posición vertical,

Ensayo tipo A		Ensayo tipo B		Ensayo tipo C	
Ángulo de inclinación [°]	Tensión máxima [Pa]	Ángulo de inclinación [°]	Tensión máxima [Pa]	Ángulo de inclinación [°]	Tensión máxima [Pa]
30	3,19E+08	30	2,89E+08	30	3,19E+08
45	3,15E+08	45	2,91E+08	45	3,30E+08
60	2,99E+08	60	2,75E+08	60	3,46E+08
90	2,53E+08	90	2,81E+08	90	3,22E+08
120	2,99E+08	120	2,72E+08	120	3,33E+08
135	2,16E+08	135	2,87E+08	135	3,16E+08
150	3,21E+08	150	2,86E+08	150	3,21E+08

Tabla 6: Tensiones máximas en las diferentes posiciones

A continuación se muestran las gráficas con los valores de las tablas anteriores para poder comentar los resultados obtenidos.

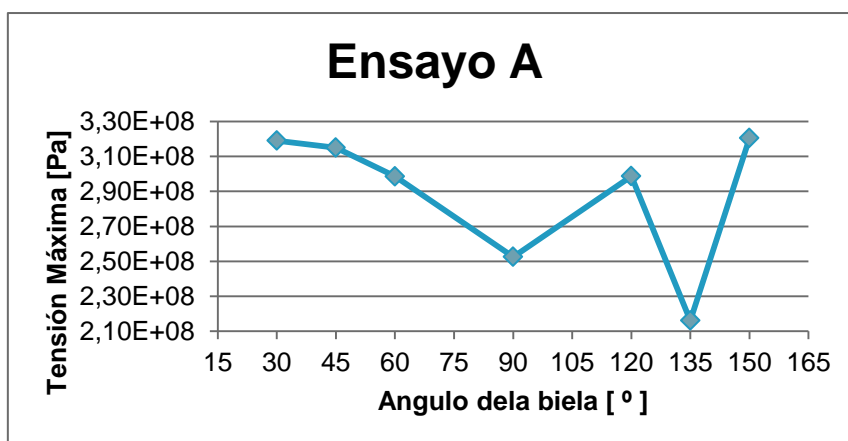


Figura 92: Gráfica tensiones máximas ensayo tipo A

Del ensayo tipo A hay que destacar que, exceptuando la medida de las tensiones en la posición angular desplazada 45° en sentido horario, el comportamiento de las tensiones máximas tiene una tendencia de simetría respecto a la posición de la biela horizontal, esto tiene sentido puesto que para posiciones opuestas respecto la posición horizontal se tiene que el momento alrededor del eje de pedalier es el mismo, lo único que cambia es el sentido de la fuerza axial, en un caso es de tracción y en el otro de compresión. En cualquier caso hay que tener en cuenta que las tensiones máximas quedan por debajo de la tensión de fluencia del material que se ha utilizado en la fabricación de las piezas, que es un aluminio 7075 con un acabado T6 que tiene una tensión de rotura de 540 MPa, lo que daría un coeficiente de seguridad de 1,68 según los datos que se obtienen de la Figura 92. Además hay que tener en cuenta que en este experimento se ha cargado el pedal con una fuerza de 1800 N, que es bastante superior a la que el ciclista ejerce durante la pedalada, que según los estudios biomecánicos del principio del trabajo, son del orden de los 400 N y también es un valor elevado comparado con el peso del ciclista que difícilmente superará los 1000 N de peso.

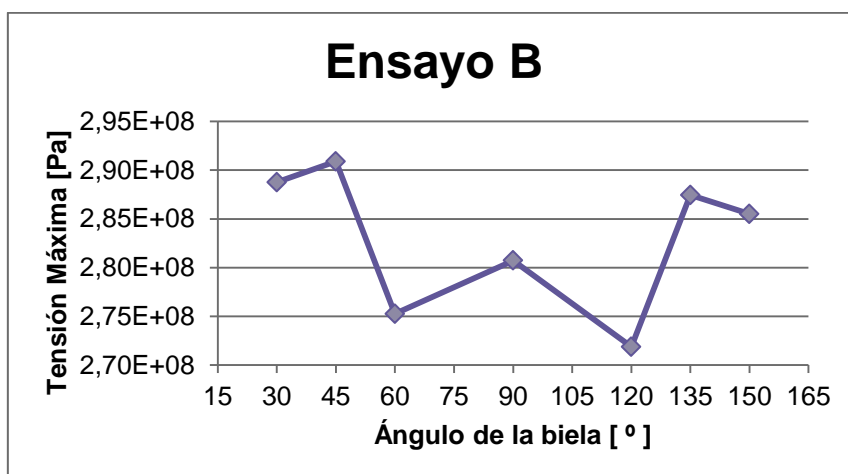


Figura 93: Gráfica tensiones máximas ensayo tipo B

En el ensayo tipo B, cuyos resultados se muestran en la Figura 93, el efecto de la simetría es mucho más patente, aunque en este caso la tensión en la posición horizontal constituye un máximo relativo al ser mayor que las tensiones máximas de las posiciones angulares de 60° y 120° . Esto puede tener explicación en el hecho de que para este ensayo todos los valores son menores lo que un pequeño cambio afecte más al resultado. Esta disminución de las tensiones máximas es debida a la mayor flexibilidad del conjunto ensayado ya que en esta parte del ensayo, que consiste en aplicar la carga sobre la biela derecha con la araña empotrada en sus 5 vaciados pasantes que deben fijar el plato, el eje de pedalier hace el efecto de amortiguador torsional.

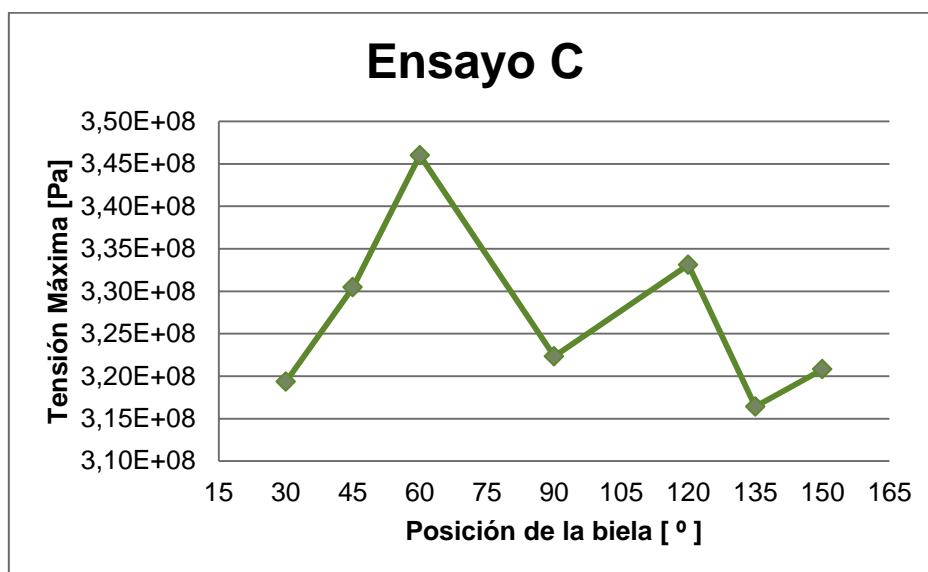


Figura 94: Gráfica tensiones máximas ensayo tipo C

En el último tipo de ensayo se ha empotrado la biela izquierda y se ha cargado la derecha colocando una restricción de posición sin rozamiento en el eje de pedalier que hace las veces de los rodamientos. Este ensayo pretende simular el efecto del golpeteo que sufre el conjunto de pedalier cuando el ciclista rueda sobre un firme irregular en pendiente, con lo que no es el esfuerzo de impulso que el ciclista ejerce sobre el pedal sino el peso del anterior, lo que todo el conjunto de pedalier está soportando. Es importante destacar que la norma sólo prescribe el ensayo a 30° , pero con el origen de ángulos en el eje horizontal, que en nuestro caso es el de 60° , que es precisamente el caso más crítico, con unas tensiones máximas de 346 Pa, como se muestra en la Figura 94, que quedan lejos de los 540 MPa, que es la tensión de rotura del aluminio empleado para la fabricación del conjunto de pedalier.

6. Conclusiones

Con la realización de este trabajo se ha conseguido simular el ensayo para bielas de bicicleta, descrito en la norma CEN EN14781:2005, como se pretendía en un principio.

Para llegar al objetivo propuesto se ha modelizado mediante un programa de diseño asistido por ordenador, Solid Edge. Con lo cual se ha tenido que pasar por una medición detallada de las piezas para realizar correctamente los modelos de las mismas en el programa. También se ha tenido un cuidado especial a la hora de ensamblar el conjunto, ya que las piezas deben estar unidas de tal forma que no haya separación ni penetración de una en la otra.

Después, en el software comercial de elementos finitos, Ansys Workbench, se han aplicado las cargas y las condiciones de contorno que están descritas en la norma. Además se han realizado ensayos en otras posiciones que han permitido comprobar que justamente la configuración detallada en la norma es la que presenta el estado tensional más crítico. Esto es un ángulo de 45° con respecto al eje horizontal en el ensayo del plato empotrado y de 30° para el caso de la biela empotrada. También se ha identificado un comportamiento simétrico de las tensiones máximas respecto la posición horizontal de la biela.

Sin conformarnos sólo con la presentación de los resultados obtenidos, se ha explicado la evolución de la historia de la bicicleta, los materiales empleados y los componentes que la forman para poder entender mejor la motivación del presente trabajo. Mediante la descripción del estado del arte se ha examinado la importancia que puede tener en el mercado del ciclismo un trabajo como el que se ha realizado, ya que se ha visto que los fabricantes de componentes de bicicleta, especialmente en el mundo de la competición, utilizan programas de elementos finitos para la optimización estructural y dinámica de las piezas. No obstante, esta optimización toma cada vez más importancia en el plano de los usuarios cotidianos de la bicicleta, ya que con el tema de la movilidad sostenible se buscan componentes ligeros para hacer bicicletas más prácticas o para alargar la autonomía de las baterías, en el caso de las eléctricas.

Pero más importante aún es el estudio que se ha realizado para caracterizar los esfuerzos del ciclista durante la pedalada y la transmisión de los mismos para poder comparar con la fuerza ejercida sobre el pedal en los ensayos y considerar la criticidad de las tensiones que aparecen tras la realización de los ensayos.

Finalmente, de los resultados obtenidos se puede decir que las tensiones máximas que aparecen en la realización de los ensayos son más que aceptables ya que el coeficiente de seguridad es de 1,56 en el peor de los casos. Las tensiones críticas aparecen en las zonas de transición entre la biela y la zona de unión con la araña o el eje de pedalier según si se trata de la biela izquierda o derecha. Esto se debe a que es el punto en el que el flector es máximo puesto que crece linealmente desde el pedal al eje de pedalier. Además, aunque está suavizada, esa zona es un cambio de sección que favorece la acumulación de tensiones. Ensayos destructivos realizados anteriormente el laboratorio muestran estas zonas como unas de las más críticas puesto que los especímenes probados han iniciado su fractura en esos puntos.

7. Desarrollos futuros

- La primera idea razonable para profundizar en el tema es comparar los resultados obtenidos en este trabajo con los valores extraídos de medidas experimentales con galgas extensométricas, colocadas en los puntos de mayor tensión y sometiendo el conjunto a las cargas indicadas en la Norma.
- Con los resultados obtenidos en este trabajo, se podrán plantear nuevas soluciones que mejoren el comportamiento estructural de los componentes quitando material de aquellas zonas que están sometidas a unos esfuerzos menores.
- También sería interesante estudiar más en profundidad los desplazamientos de los componentes, ya que con la evaluación de los mismos se podría determinar con mayor precisión la rigidez del conjunto, factor clave para los ciclistas de élite ya que una mayor rigidez implica una mayor eficiencia de la transmisión.
- Siguiendo por el filón de la simulación de la norma CEN EN14781:2005, se podría continuar con la elaboración de modelos numéricos capaces de llevar a cabo otros ensayos prescritos en dicha norma mediante el método de los elementos finitos con el objetivo de que los fabricantes puedan verificar sus productos antes de someterlos a las pruebas necesarias no con el fin de sustituirlas.

8. Referencias

Artículos

- [1] J.S. Osorio, S. Gómez, S. Restrepo. *Diseño y construcción de un pedal de bicicleta basado en sensores piezorresistivos para determinar la fuerza resultante*. Revista Ingeniería Biomédica número 2, noviembre 2007 pp. 55-60. Medellín. Colombia
- [2] M. Gutiérrez. *Biomecánica y ciclismo*. Revista motricidad pp. 77-95. Universidad de Granada. 1994

Libros

- [3] J.L. Algarra, A. Gorrotxategi. *El rendimiento en el ciclismo. Capacidades entrenables*. Madrid, Gymnos editorial, 1996 pp. 159-195.
- [4] R. Avilés. *Fatiga de materiales en el diseño y análisis mecánico*. Bilbao, Servicio de publicaciones, 1993
- [5] E.R. Burke. *Science of cycling*. Champaign, Illinois. Human kinetics publishers, 1986 pp. 91-122
- [6] G.E. Dieter, L.C. Schmidt. *Engineering design*. Mc Graw Hill, International edition 2009.
- [7] P. Navarro, J. Rui-Wamba, et al. *La ingeniería de la bicicleta*. Madrid, Fundación ESTEYCO, 2010

Manuales

- [8] R. Gutierrez, J. Lambás, et al. *Solid Edge v16. Guía de Referencia*. Curso 2005/2006. E.T.S.I. Aeronáuticos. Universidad Politécnica de Madrid
- [9] *ANSYS Workbench User's Guide*. 2009

Proyectos fin de carrera

- [10] I. Durán Martín. *Estudio numérico del comportamiento estructural de horquillas de bicicleta*. Universidad Carlos III de Madrid, (año)
- [11] M. Lucas Martínez. *Nuevo diseño de bielas de bicicleta por análisis de fatiga*. Universidad Carlos III de Madrid, (año)
- [12] M. Sánchez Muñoz. *Análisis a fatiga de un eje ferroviario mediante el código Pro Engineer*. Universidad Carlos III de Madrid, (año)



Páginas web

<http://www.shimano.com> octubre 2012

<http://www.campagnolo.com> diciembre 2012

<http://www.rotorbike.com> diciembre 2012

<http://www.epo.org/searching/free/espacenet.html> diciembre 2012

<http://www.raceface.com/> diciembre 2012